

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»  
УДК 620.9:697.32

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20 19 р.

**Магістерська дисертація  
на здобуття ступеня магістра**

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: «Використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей для  
теплопостачання багатоквартирних житлових будинків в м.Києві»

Виконав: студент II курсу, групи ТП-81мп

Шаповал Ілля Анатолійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Науковий керівник

ст.викл. Голіяд М.Н.  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Консультант з охорони праці \_\_\_\_\_  
(назва розділу)

доцент, к.т.н. Каштанов С.Ф.  
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2019 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОПП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Г.Б.Варламов  
(підпис) (ініціали, прізвище)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**  
Шаповалу Іллі Анатолійовичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей для теплопостачання багатоквартирних житлових будинків в м.Києві»,  
науковий керівник дисертації Голяд Микола Никифорович, ст.викл.,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2019 р. № \_\_\_\_\_

2. Термін подання студентом дисертації 16.12.2019 р.

3. Об'єкт дослідження Система теплопостачання багатоквартирних житлових будинків на базі використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей

4. Вихідні дані 1) Незалежна схема опалення

2) Характеристики будинку:

- кількість будинків – 1;

- кількість поверхів - 9 ;

- кількість мешканців – 197 чоловік;

- розміри – 18х30х60 м;

- тепла мережа з температурним режимом – 110/70°C;

3) Характеристика технологічного обладнання хлібокомбінату:

- 4 хлібопекарні печі марки ППЦ 3.81;

- температура відхідних газів на виході з них – 410°C.

5. Перелік завдань, які потрібно розробити 1) Розробити схеми опалення та ГВП будинку та їх опис.

2) Розрахувати теплові навантаження будівлі.

3) Розробити схеми утилізації відхідних газів печей.

4) Розрахувати схему ІТП будівлі.

5) Розрахувати схеми утилізації відхідних газів комбінату.

6) Вибрати основне і допоміжне обладнання ІТП та блока утилізації.

7) Провести автоматизацію систем теплопостачання будівлі та блока утилізації.

8) Розробити стартап-проект.

9) Розробити заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу

1) Індивідуальний тепловий пункт:

Принципова схема ІТП будівлі – 1 арк.

Компоновка обладнання в ІТП. План на відмітці - 0,0 – 1 арк.

Загальний вид ТА ГВП – 1 арк.

2) Утилізатор теплоти:

Загальний вид утилізатора теплоти відхідних газів – 1 арк.

Принципова схема блока утилізації відхідних газів – 1 арк.

Компоновка обладнання вузла утилізації. План на відмітці - 4,0 та 7,0 – 1 арк.

3) Схема автоматизації системи теплопостачання будівлі та вузла утилізації – 2 арк..

4) Монтажна схема теплової мережі – 1 арк.

7. Орієнтовний перелік публікацій – тези доповіді.

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Каштанов С.Ф, доцент		

9. Дата видачі завдання 4.11.2019 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Конструктивна схема та методика	08.11.2019 р.	
2	Характеристика системи опалення	13.11.2019 р.	
3	Теплові навантаження	15.11.2019 р.	
4	Теплові втрати	18.11.2019 р.	
5	Вузол утилізації теплоти	20.11.2019 р.	
6	Індивідуальний тепловий пункт	21.11.2019 р.	
7	Автоматизація	25.11.2019 р.	
8	Розробка стартап-проекта	27.11.2019 р.	
9	Охорона праці	29.11.2019 р.	
10	Креслення		
10.1	Індивідуальний тепловий пункт	20.11.2019 р.	
10.2	Утилізатор теплоти	25.11.2019 р.	
10.3	Схема автоматизації системи	29.11.2019 р.	
10.4	Монтажна схема теплової мережі	01.12.2019 р.	
11	Оформлення пояснювальної записки	04.12.2019 р.	

Студент

\_\_\_\_\_ (підпис)

І.А. Шаповал  
(ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_ (підпис)

М.Н. Голіяд  
(ініціали, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

**Пояснювальна записка  
до магістерської дисертації  
за освітньо-професійною програмою**

на тему: Використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей для  
теплопостачання багатоквартирних житлових будинків в м.Києві

Київ – 2019 року

## РЕФЕРАТ

Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра за освітньо-професійною програмою підготовки на тему: «Використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей для теплопостачання багатоквартирних житлових будинків в м.Києві»: 124 с., 34 рис., 16 табл., 1 дод., 14 джерел, 9 креслеників формату А1.

Об'єкт розробки – багатоквартирний житловий будинок.

Мета роботи – розробка системи опалення та гарячого водопостачання багатоквартирного будинку за рахунок використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей.

Наведені розрахунки теплових втрат багатоквартирного житлового будинку через зовнішні огорожувальні конструкції та за рахунок інфільтрації повітря . Розраховано навантаження споживачів на опалення та гаряче водопостачання.

Розраховані теплові втрати зовнішньої теплової мережі від хлібокомбінату до ІТП багатоквартирного житлового будинку. Вибрано мережний насос.

Система теплопостачання, що лежить в основі цього проекту включає в себе джерело енергії – вузол утилізації, що знаходиться на хлібокомбінаті, двотрубну теплову мережу (яка з'єднує блок утилізації з ІТП житлового будинку) та ІТП, що виконує, для споживачів будинку, функції приготування гарячої води, регулювання відпуску теплоти в систему опалення, підтримання нормованих значень тиску теплоносія.

Блок утилізації на хлібокомбінаті включає в себе : утилізатори в яких відхідні гази хлібопекарних печей нагрівають воду для споживача, димососи, установку хімічної обробки води, яка включає в себе 3 насоси-дозатори, 3 ємності для реагентів з датчиками. Також на технічному поверсі хлібокомбінату знаходяться два мережні насоси (основний та резервний).

Теплова мережа – двотрубна система прямої і зворотньої води, внутрішнім діаметром труби 100мм, що працює по температурному графіку 110/70. Теплова мережа виконана безканальною прокладкою. Пролягає також під автомобільною дорогою (в цьому місці вона виконана проколом).

Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку призначений для регулювання витрат теплоти на опалення та гаряче водопостачання, теплових навантажень в залежності від температури навколишнього повітря. До його складу входять: 2 пластинчастих теплообмінники незалежної системи опалення та системи гарячого водопостачання, насосна група (циркуляційні насоси системи опалення, гарячого водопостачання, підживлювальних насосів системи опалення), антикорозійна установка та розширювальний бак.

Розроблений стартап-проект, в результаті проведених техніко-економічних його розрахунків показано, що приведені витрати системи тепlopостачання багатоквартирного будинку на базі утилізації теплоти відхідних газів хлібопекарних печей менші приведених витрат при централізованому тепlopостачанні. Впровадження водопідігрівачів-утилізаторів даного типу, позитивно впливає на екологічну ситуацію, за рахунок зменшення температури відхідних димових газів, що викидаються в атмосферу

Передбачені заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** утилізатор, опалення, гаряче водопостачання, хлібопекарні печі, теплові навантаження, індивідуальний тепловий пункт, тепlopостачання, відхідні гази.

## РЕФЕРАТ

Магистерская диссертация на получение степени магистра по образовательно-профессиональной программе подготовки на тему: «Использование теплоты уходящих газов хлебопекарных печей для теплоснабжения многоквартирных жилых домов в г.Киеве»: 124 с., 34 рис., 16 табл., 1 доп., 14 источников, 9 чертежей формата А1.

Объект разработки – многоквартирный жилой дом.

Цель работы - разработка системы отопления и горячего водоснабжения многоквартирных домов на базе использования теплоты отходящих газов хлебопекарных печей.

Приведенные расчеты тепловых потерь через наружные ограждающие конструкции и за счет инфильтрации воздуха. Рассчитано нагрузки потребителей на отопление и горячее водоснабжение.

Рассчитано тепловые потери в наружной тепловой сети. Избран сетевой насос.

Система теплоснабжения, лежащая в основе этого проекта включает в себя источник энергии - узел утилизации, находящийся на хлебокомбинате, двухтрубную тепловую сеть (которая соединяет блок утилизации с ИТР жилого дома) и ИТР, выполняет для потребителей дома, функции приготовления горячей воды, регулирования отпуска теплоты в систему отопления, поддержание нормируемых значений давления теплоносителя.

Блок утилизации на хлебокомбинате включает в себя: утилизаторы в которых отходящие газы хлебопекарных печей нагревают воду для потребителя, дымососы, установку химической обработки воды, которая включает в себя 3 насосы дозаторы, 3 емкости для реагентов с датчиками. Также на техническом этаже хлебокомбината находятся два сетевые насосы (основной и резервный).

Тепловая сеть - двухтрубная система прямой и обратной воды, внутренним диаметром трубы 100мм, работающий по температурному графику 110/70. Тепловая сеть выполнена бесканальной прокладки. Проходит также под автомобильной дорогой (в этом месте она выполнена проколом).

Индивидуальный тепловой пункт жилого дома предназначен для регулирования расхода теплоты на отопление и горячее водоснабжение, тепловых нагрузок в зависимости от температуры окружающего воздуха. В его состав входят: 2 пластинчатых теплообменника независимой системы отопления и системы горячего водоснабжения, насосная группа (циркуляционные насосы системы отопления, горячего водоснабжения, подпитывающих насосов системы отопления), антикоррозийная установка и расширительный бак .

Разработанный стартап-проект, в результате технико-экономических расчетов показано, что приведенные затраты системы теплоснабжения многоквартирного дома на базе утилизации уходящих газов меньше приведенных затрат при централизованном теплоснабжении. Внедрение водоподогревателей-утилизаторов данного типа, положительно влияет на экологическую ситуацию за счет уменьшения температуры отходящих дымовых газов, выбрасываемых в атмосферу

Предусмотрены мероприятия по охране труда и безопасности в чрезвычайных ситуациях.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** утилизатор, отопление, горячее водоснабжение, хлебопекарные печи, тепловые нагрузки, индивидуальный тепловой пункт, теплоснабжения, отходящие газы.

## ABSTRACT

Master's Thesis for Master's Degree in Educational and Professional Training Program on the topic: "Use of baking furnace flue gas heat for heat supply of apartment buildings in Kyiv": 124 p., 34 figs., 16 tables, 1 add., 14 sources, 9 A1 drawings.

The object of development is a bakery.

The purpose of the work is to develop a system of heating and hot water supply of apartment buildings based on the use of the heat of the flue gas of the baking ovens.

The calculations of thermal losses through external enclosures and due to air infiltration are given. Consumers' load on heating and hot water supply is calculated.

The heat losses of the external heat grid have been calculated. Network pump selected.

The heating system underpinning this project includes an energy source - a recycling unit located at the bakery, a two-pipe thermal grid (which connects the utilization unit with an ITP of a residential building) and an ITP that performs, for home consumers, cooking functions hot water, regulating the release of heat into the heating system, maintaining the normalized values of the pressure of the coolant.

The utilization unit at the bakery includes: utilizers in which the exhaust gases of the baker's ovens heat water for the consumer, smoke extractors, the installation of chemical treatment of water, which includes 3 pumps-dispensers, 3 tanks for reagents with sensors. Also on the technical floor of the bakery there are two mains pumps (main and backup).

The heat network is a two-pipe system of direct and return water, with an internal diameter of the pipe 100 mm, operating according to the temperature chart 110/70. The thermal network is made of endless gasket. It is also under the highway (in this place it is punctured).

The individual heat point of a dwelling house is designed to regulate the cost of heat for heating and hot water supply, heat loads depending on the ambient temperature. It consists of: plate heat exchangers of independent heating system, heat exchangers of the hot water supply system, pumping group (circulation pumps of the heating system, hot water supply, feed pumps of the heating system), anti-corrosion installation and expansion tank and tank-battery.

A startup project has been developed, as a result of technical and economic calculations it is shown that the cost of generating heat with the help of a water heater-utilizer is less than the cost of heat produced in district heating. The introduction of this type of water heaters has a positive effect on the environmental situation by reducing the temperature of the flue gas being released into the atmosphere.

Occupational health and safety measures are foreseen.

**KEY WORDS:** utilizer, heating, hot water supply, bakery ovens, thermal loads, individual heat point, heat supply, flue gases.



## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень, термінів.....	11
Вступ.....	13
1 Вибір конструктивної схеми та методики теплового розрахунку утилізатора теплоти відхідних газів печі для випікання хліба.....	16
1.1 Конструктивні схеми утилізатора теплоти відхідних газів печі для випікання хліба.....	18
1.2 Методика теплового розрахунку утилізатора теплоти відхідних газів печі для випікання хліба.....	23
2 Характеристика системи теплопостачання.....	27
3 Розрахунки теплових навантажень споживачів.....	28
3.1 Розрахунок навантаження на опалення .....	28
3.2 Розрахунок навантаження на гаряче водопостачання .....	37
3.3 Висновки з розділу 3.....	37
4 Розрахунок теплових втрат зовнішньої теплової мережі. Вибір мережного насоса...	39
5 Вузол утилізації теплоти відхідних газів.....	46
5.1 Розрахунок утилізатора теплоти відхідних димових газів хлібопекарських печей .....	46
5.2 Вибір димососів.....	52
5.3 Блок підготовки води. Вибір антикорозійної установки системи теплопостачання .....	54
5.4 Висновки з розділу 5.....	54
6 Індивідуальний тепловий пункт.....	55
6.1 Опис схем вузлів опалення та гарячого водопостачання.....	55
6.2 Розрахунок підігрівача системи опалення.....	58
6.3 Розрахунок двоступеневого підігрівача системи гарячого водопостачання.....	66
6.4 Вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту.....	80
6.5 Вибір насосів.....	82
6.6 Вибір фільтрів та грязьовиків .....	90
6.7 Вибір запірної арматури та зворотнього клапану .....	93

						ТП 81мп 52 013 ПЗ			
Змн.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата				
Студент	Шаповал І.А.					Система теплопостачання житлового будинку в м. Києві. Пояснювальна записка	Стадія	Аркуш	Аркушів
Керівник	Голіяд М.Н.						МДп	8	
Н. Контр.	Боженко М.Ф.						НТУУ „КПІ” ім. Ігоря Сікорського, ТЕФ, кафедра ТПТ		
Огляд									
Зав. каф.	Варламов Г.Б.								

6.8 Вибір установки протикорозійного захисту системи гарячого водопостачання .....	96
6.9 Вибір розширювального баку системи опалення .....	97
6.10 Висновки з розділу 6.....	99
7 Автоматизація теплового пункту та вузла утилізації.....	100
7.1 Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії та її алгоритм роботи у схемі опалення.....	100
7.2 Функціональне призначення регулятора температури прямої дії системи ГВП та алгоритм його роботи .....	103
7.3 Функціональне призначення елементів системи автоматичного захисту насосного обладнання в ІТП (у схемі опалення та ГВП) та алгоритм роботи цієї системи .....	103
7.4 Функціональне призначення елементів системи захисту насосного обладнання, поверхонь нагріву ТО та регуляторів від забруднення та алгоритм роботи цієї системи .....	104
7.5 Функціональне призначення елементів системи захисту будинкової системи опалення від раптового підвищення тиску вище допустимих значень та алгоритм роботи цієї системи .....	104
7.6 Функціональне призначення елементів системи заповнення будинкової системи опалення та алгоритм роботи цієї системи .....	104
7.7 Висновки з розділу 7.....	105
8 Розробка стартап проекту.....	106
9 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	111
9.1 Технічні рішення та організаційні заходи безпеки експлуатації спроектованої системи теплопостачання.....	111
9.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії .....	114
9.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях.....	116
Висновки.....	122
Перелік посилань.....	124
Додатки	
Додаток А	
Технічне завдання на проектно-конструкторську розробку.....	126

Додаток Б

Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....127

Додаток В

Відомість магістерської дисертації.....128

Додаток Г

Список наукових праць.....129

Додаток Д

Результат перевірки магістерської дисертації на плагіат.....130

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів

$t$  - температура;  
 $a, b, c$  – розміри;  
 $Q$  – тепловий потік, кількість теплоти;  
 $F$  – площа;  
 $K$  – коефіцієнт теплопередачі;  
 $G$  – витрата;  
 $T$  – час;  
 $c$  – теплоємність;  
 $\omega$  - швидкість;  
 $\rho$  – густина;  
 $\lambda$  – теплопровідність;  
 $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $Nu$  – число Нуссельта;  
 $\nu$  – в'язкість;  
 $q$  – питомий тепловий потік;  
 $L$  – довжина;  
 $D$  – діаметр;  
 $H$  – висота;  
 $\Delta p$  – втрати тиску  
 $Z$  – кількість;

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Індекси

### Нижні

*вн* – внутрішній;  
*р.о.* – розрахункова на опалення;  
*ст* – стінка;  
*пер* – перекриття;  
*втр* – втрати;  
*год* – годинна;  
*с* – секундна;  
*ср* – середня;  
*цир* – циркуляційна;  
*сп* – споживач;  
*вх* – вхід;  
*вих* – вихід.  
*кв* – квартир;  
*пр.* – прилад;  
*г.в* – гаряче водопостачання;  
*тах* – максимальне;  
*м.в*– мережна вода (гріюча);  
*г.в* – вода що нагрівається;  
*б* – більша;  
*м* – менша;  
*л* – лінійні;  
*м* – місцеві;  
*гр* – грязьовик;  
*зк* – захист від корозії.

### Верхні

*дод* – додаткові;  
*осн* – основні;  
*опт* – оптимальний;  
*II* – другий ступень;  
*I* – перший ступень;  
*л* – літнє;  
*з* – зимнє;  
*ст* – стояк;

### Скорочення

*ГВП* – гаряче водопостачання;  
*ТЕЦ* – теплоелектроцентрально;  
*ІТП* – індивідуальний тепловий пункт;  
*ВП* – водопідігрівач

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВСТУП

Розвиток технологій теплопостачання йде в напрямку ефективного використання паливо-енергетичних ресурсів та підвищення екологічних показників виробництва та зовнішнього середовища.

Одним з перспективних напрямлень енергозбереження та зниження витрати паливо-енергетичних ресурсів є розроблення та впровадження ефективного теплогенеруючого обладнання та систем автоматики.

Головними джерелами теплопостачання у містах є теплоелектроцентралі (ТЕЦ), районі котельні (РК) або котельні промислових підприємств.

Втрата теплової енергії при транспортуванні теплоносія по тепловим мережам є суттєвою та залежить як від відстані до споживача, так і від стану теплової ізоляції трубопроводів. Тому для суттєво віддалених споживачів теплової енергії необхідно знаходити ближчі джерела теплопостачання.

Також необхідно враховувати, що існуюча система теплопостачання міста Києва є централізованою та використовує потужність ТЕЦ та районних котельень. Враховуючи значний об'єм капіталовкладень у основне обладнання теплопостачання необхідне впровадження нових економних схем теплопостачання та нового більш економічного обладнання.

Суттєвим елементом систем центрального теплопостачання є установки, що розміщуються у вузлах приєднання до теплових мереж місцевих систем тепловикористання. В цих установках здійснюється контроль роботи теплових мереж та систем тепловикористання, а також управління ними. Виконується вимірювання параметрів теплоносія – тиску, температур, витрат та регулювання відпуску тепла. Від роботи таких установок залежить надійність та економічність теплопостачання в цілому.

Теплові пункти розділяються на центральні (ЦТП) або індивідуальні (ІТП). До ІТП відносяться тільки установки з вузлами приєднання до теплових мереж систем тепловикористання одної будівлі або її частини. Всі інші теплові пункти незалежно від кількості будівель, що обслуговуються відносяться до ЦТП.

На теплових пунктах застосовується складне тепломеханічне обладнання. Так у ІТП використовується більше 15 найменувань обладнання (насоси, підігрівачі, засувки, регулятори, контрольно-вимірювальні прилади і т.п.).

Підвищення надійності обладнання, що застосовується в теплових пунктах, раціональна організація його ремонту призводить до суттєвої економії експлуатаційних витрат та підвищення якості теплопостачання. Безвідмовність роботи обладнання в ТП

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

досягається не тільки за рахунок безаварійної роботи його окремих частин, але також і за рахунок резервування основного та допоміжного обладнання. Обладнання теплових пунктів в основному відноситься до того що ремонтується, незначна частина – до того що не ремонтується чи до обладнання, ремонт якого по економічним причинам недоцільний.

На більшості підприємств утворюються високо-і низькотемпературні теплові відходи, які можуть бути використані в якості вторинних енергетичних ресурсів (ВЕР). До них відносяться гази, що йдуть від різних котлів та технологічних печей. В даний час найбільшого поширення набула утилізація тепла відхідних виробничих газів, які майже для всіх вогнетехнічних процесів мають високий температурний потенціал і в більшості випадків можуть використовуватися безперервно.

Теплова мережа в цьому проекті виконується шляхом безканальної прокладки теплоізованих труб, що сполучають блок утилізації на хлібокомбінаті з ІТП. Водопідготовку забезпечує дозуюча станція, яка розташована в блоці утилізації на хлібокомбінаті.

У трьохланковому ланцюгу системи теплопостачання (джерело теплоти – теплова мережа – споживач) тепловий пункт займає важливе місце. Через тепловий пункт здійснюється управління місцевими системами споживання (опалення, гаряче водопостачання). У ньому також здійснюється трансформація параметрів теплоносія. Одночасно у тепловому пункті здійснюється управління тепловою мережею, через використання функцій розподілення і контролю за тепловою мережею.

Теплові пункти обладнанні електричним освітленням, водопроводом, каналізацією та природною припливно-витяжною вентиляцією з трикратним обміном повітря. Згідно вимог техніки безпеки двері у теплових пунктах повинні відкриватися тільки зовні, а при довжині приміщення 12 м та більше передбачається не менше двох виходів. Теплові пункти, що мають великі розміри, розміщуються у окремих будівлях та приміщеннях. Для постійного забезпечення гарячою водою. Для надійної роботи системи опалення встановлено розширювальний бак.

У даному дипломному проекті розглядається незалежне приєднання систем опалення та двоступінчата послідовна схема гарячого водопостачання.

Незалежна схема приєднання системи опалення забезпечує можливість гнучкого регулювання температурного режиму в приміщеннях та забезпечує високу її надійність

Двоступінчата послідовна схема ГВП характеризується тим, що водопровідна вода попередньо підігрівается у підігрівачі першої ступені, що підключений до зворотнього трубопроводу теплової мережі. Підігрівачі у цій системі розраховуються на середньо

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

годинну витрату води у тепловій мережі з температурним режимом 110/70 °С. Вибір підігрівачів першої та другої ступені виконується за перепадом температур у подаючій та поворотній магістралях, які відповідають точці зламу температурного графіку.

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15



# 1 ВИБІР КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ТА МЕТОДИКИ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ УТИЛІЗАТОРА ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ПЕЧІ ДЛЯ ВИПІКАННЯ ХЛІБА

Мета встановлення такого утилізатора в хвостовій частині печі – забезпечення теплових навантажень на опалення та гаряче водопостачання споживачів багатоквартирного житлового будинку, який розташований неподалік від хлібзаводу.

Відомо [1,2], що основним джерелом енергії в котлах і печах є органічне паливо.

Хімічно зв'язана енергія органічного палива при його спалюванні перетворюється в фізичну теплоту продуктів згоряння, яка взагалі кажучи, може використовуватись наступним чином:

- 1) Безпосередньою передачею теплоти споживачам (для нагрівання технологічних матеріалів);
- 2) виробленням механічної енергії за рахунок фізичної теплоти продуктів згоряння в механічних установках (в транспортних установках);
- 3) виробленням електричної енергії за рахунок фізичної теплоти продуктів згоряння на теплових електричних станціях.

До промислово важливих видів палива відносять вугілля, паливний мазут, природний газ.

Основними споживачами теплової енергії котлів і печей є:

- технологічні процеси в промисловості 40 ... 45%;
- теплові електричні станції 25 ... 27% (60 ... 70% від теплових процесів в промисловості);
- житлове і комунальне господарство 15 ... 23%;
- залізничний і водний транспорт 8 ... 10%.

Теплові процеси в промисловості поділяються на [1,2]:

- низькотемпературні процеси, в яких основними енергоносіями або робочими теплоносіями є водяна пара, гаряча вода та нагріте повітря. Ці процеси мають велике значення для легкої, харчової і хімічної промисловості.
- високотемпературні (вогнетехнічні) процеси пов'язані з безпосереднім спалюванням або термохімічною переробкою палива. Мають велике значення для чорної та кольорової металургії, важкого машинобудування, нафтопереробної і газопереробної промисловості, виробництва будівельних матеріалів.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поряд із зазначеними великими витратами енергії на вогнетехнічні процеси слід відмітити їх низьку енергетичну ефективність. Енергетичні ККД сучасних ТЕС становлять 35-40%, а ККД багатьох вогнетехнічних технологічних процесів не перевищує 10-20%.

Викладене вище вказує на те, що виробничі теплові процеси займають важливе місце в паливно-енергетичному балансі країни, але з іншого боку свідчить про необхідність їх систематичної модернізації для отримання значних енергоекономічних результатів.

Відмітимо, що економія паливно-енергетичних ресурсів може здійснюватися двома шляхами [1,2]:

1) - підвищенням енергетичного ККД технологічних агрегатів за рахунок поліпшення організації технології процесів і режимів роботи агрегатів (поліпшення теплової ізоляції; скорочення втрат теплоти з вибиванням з робочих камер вогнетехнічних агрегатів, поліпшення процесів спалювання палива із застосуванням ефективніших спалюючих пристроїв; застосування процесів регенерації, рекуперації промислових процесів і так далі.) заходи подібного роду, як правило, не вимагають капітальних витрат, так як проводяться на існуючих установках. Все вищевказане призводить до зменшення витрат енергоресурсів в котельних агрегатах;

2) - використанням ВЕР для задоволення потреб в паливі, в теплоті електричної і механічної енергії інших агрегатів і процесів. При утилізації ВЕР витрата палива в самому агрегаті, джерелі ВЕР не змінюється, а економія палива досягається в енергетичних установках, що заміщаються, на величину еквівалентного використання ВЕР. Реалізація цього шляху частіше пов'язана з використанням дорогого устаткування, тобто додатковими істотними витратами. Тому цей шлях економії енергетичних ресурсів слід розглядати після реалізації заходів першого шляху.

Під вторинними енергоресурсами розуміється енергетичний потенціал основної і побічної продукції, відходів, побічних і проміжних продуктів створених в технологічних агрегатах (установках, процесах), що не використовуються в самому агрегаті, але можуть бути частково або повністю використані для енергопостачання інших агрегатів (процесів) [1,2].

Агрегати - джерела ВЕР - це агрегати, в яких утворюються ВЕР (промислові печі, реактори, паровикористовуючі установки, сушильні установки, холодильники і так далі).

Енергетичний потенціал означає наявність хімічно пов'язаної теплоти, фізичної теплоти і потенційної енергії надлишкового тиску.

Розрізняють два способи використання ВЕР [1,2]:

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Безпосереднє використання ВЕР для задоволення потреб в теплоті, механічній або електричній енергії.

2. Використання ВЕР для вироблення теплоти, електричної енергії, холоду або механічної роботи в спеціальних утилізаційних установках.

ВЕР поділяють на 3 групи [1,2]:

1) горючі (паливні) ВЕР - це хімічна енергія відходів, технологічних процесів хімічної або термохімічної переробки вуглецевої або вуглеводневої сировини (доменний газ, газ сажових печей, окис вуглецева фракція у виробництві аміаку, кубові залишки чорних лугів і так далі).

2) ТЕПЛОВІ ВЕР - фізична теплота відхідних газів технологічних і силових агрегатів; фізична теплота основної та побічної продукції, відходів виробництва; фізична теплота робочих тіл систем охолодження відходів виробництва; фізична теплота робочих тіл систем охолодження вогнетехнічних агрегатів; теплота води і пари відпрацьованої в технологічних і силових установках.

3) ВЕР НАДЛИШКОВОГО ТИСКУ - це потенційна енергія газів і рідин, які покидають технологічний агрегат з надлишковим тиском, який необхідно знижувати перед останньою сходинкою їх використання. До цих ВЕР належать стислі колошникові гази доменних печей; пар, відпрацьований в силових установках, молотах і пресах; гази, що йдуть з генераторів каталітичного крекінгу і термоконтактного коксування.

Розрізняють 4 основних напрямки використання ВЕР [1,2]:

1 -паливне - використання горючих ВЕР в якості палива (доменний газ спалюють як паливо).

2 - теплове - передбачає використання ВЕР для задоволення потреб в теплоті, як безпосередньо від ВЕР, так і за рахунок теплоти, виробленої в утилізаційних установках.

3 - силове - передбачає використання ВЕР для виробництва механічної або електричної енергії в утилізаційних установках.

4 - комбіноване - передбачає використання ВЕР для комбінованого вироблення теплової та електричної енергії в утилізаційних установках працюють по теплофікаційному циклу.

### **1.1 Конструктивні схеми утилізатора теплоти відхідних газів печі для випікання хліба**

До низькопотенційних джерел теплоти можна віднести:

-теплоту відпрацьованої пари;

- теплоту вторинної пари;

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-теплота гарячої води системи охолодження і води відпрацьованої в технологічних процесах;

-теплота промислового конденсату;

-теплота вентиляційних викидів;

-теплота парогазових сумішей;

-теплота низькотемпературних газів, що відходять [1,2].

В нашому випадку в хвостовому газоході печі перед димососом та димовою трубою рухаються продукти згоряння з температурою близько 300°C. В якості палива використовується природний газ з низьким вмістом сірки.

Для забезпечення споживачів багатоквартирного житлового будинку гарячою мережною водою з температурою близько 130°C (для покриття теплових навантажень на опалення та гаряче водопостачання) конструкція утилізатора повинна бути з використанням поверхні розподілу двох робочих тіл: димових газів та води, що нагрівається.

Застосування контактних утилізаторів неможливе через обмеження величини температури нагрівання води значенням температури мокрого термометра (близько 60°C; ніч працює без наддуву при значенні тиску відхідних газів, що дорівнює приблизно атмосферному). Не допоможе також в цьому випадку застосування теплових насосів (обмеження температури води на виході з сучасних ТН ~ 80°C) [3].

Таким чином, конструктивна схема утилізатора може бути представлена в двох варіантах:

- 1) Створення додаткової конвективної поверхні по схемі, наведених в [4];
- 2) розміщення всередині хвостового газохода печі пучка оребрених зовні труб, всередині яких рухається вода, що нагрівається.

Конструктивна схема утилізатора по першому варіанту доволі детально наведена в [4].

Додаткові конвективні поверхні пропонуються у вигляді вертикальних металічних циліндричних ємностей з трубним пучком всередині в двох варіантах з різними геометричними характеристиками [4].

На рисунку 1.1 представлені технологічні схеми підключення ДКП-1 і ДКП-2 по мережевій воді і димових газах для котла типу КВ-ГМ-58,2-150.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

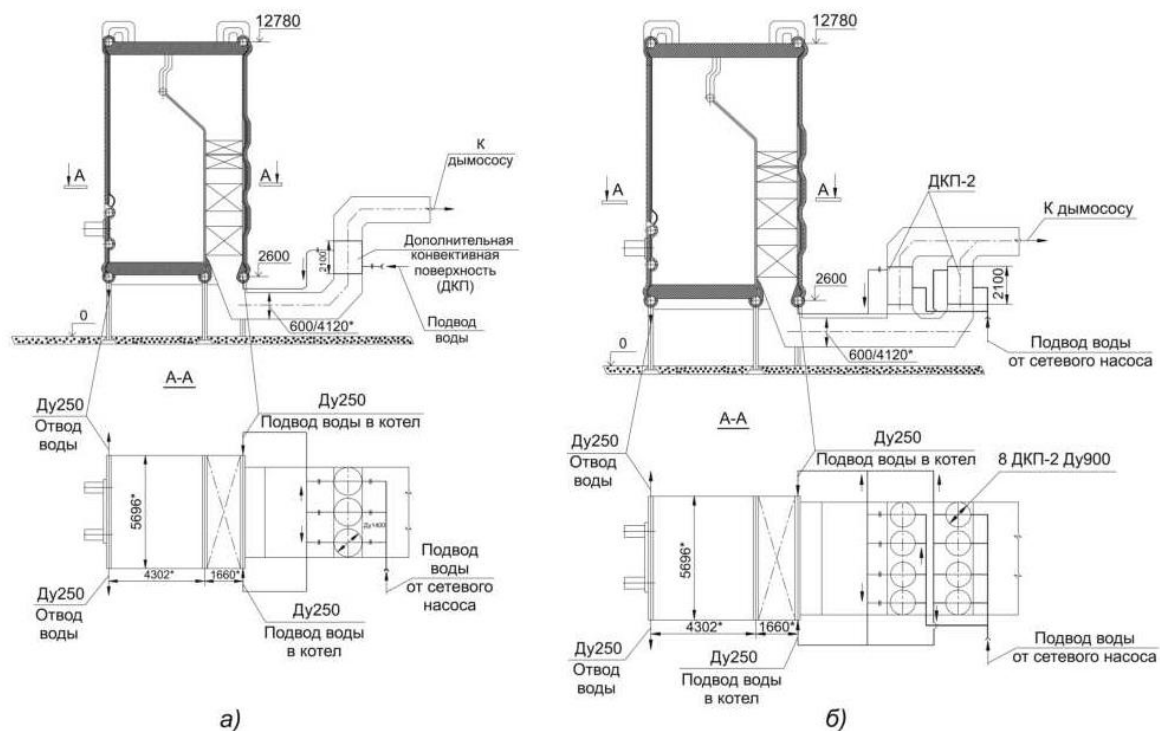


Рисунок 1.1 – Технологічні схеми підключення  
ДКП-1 (а) і ДКП-2 (б) по мережевій воді та димовим газам до котла  
типу КВ-ГМ-58,2-150

Вони по димовим газам підключаються до хвостів котлоагрегатів, а по воді - до їх трубної системи. Після ДКП відхідні гази через димосос потрапляють до димової труби. ДКП підключається по мережевій воді незалежно від конструкції перед трубною системою котлів. Вихідний патрубок ДКП з'єднується з входом в конвективні поверхні котлів [5].

Розроблено конструкції ДКП для котлів, що працюють на газоподібному паливі, типу КВ-ГМ теплопродуктивністю 10, 20, 30, 50 і 100 Гкал / год.

Однією з головних умов надійної роботи ДКП приймалася та обставина, що при будь-якому тепловому навантаженню температура відхідних газів після ДКП не повинна бути меншою  $70^{\circ}\text{C}$  (для запобігання низькотемпературної корозії металу) [5].

ДКП по першому варіанту (ДКП-1) виконується у вигляді вертикального циліндра з труби  $1420 \times 10$  мм з штуцерами в верхній та нижній його частині для подачі та відведення води. Всередині циліндра - трубний пучок на трубних дошках. Гази проходять всередині трубок знизу до гори, а мережна вода - в міжтрубному просторі по протитечії. Величина поверхні нагрівання для ДКП-1 складає  $141 \text{ м}^2$ . Необхідна кількість судин для ДКП-1 представлена в таблиці 1 [5].

Таблиця 1.1 – Необхідна кількість трубок для ДКП (варіант 1)

Найменування параметра	Теплопродуктивність котла, МВт				
	11,63 (10)	23,26 (20)	35 (30)	58,2 (50)	116,3 (100)
Розрахункова поверхня нагріву ДКП, $m^2$	140	230	300	440	830
Необхідна кількість труб ДКП, шт	1	2	2	3	6
Сумарна поверхня ДКП, $m^2$	141	282	282	424	848
Розрахункова температура відхідних газів при навантаженнях 100/50%, °C	90/73	86/76	90/74	90/73	89/74

ДКП за другим варіантом (ДКП-2) виконується також у вигляді вертикального циліндра з труби 920x10 мм. Поверхня нагріву за другим варіантом складає 55,6 м<sup>2</sup>. Необхідна кількість судин для ДКП міститься в таблиці 2 [4].

Таблиця 1.2 – Необхідна кількість трубок для ДКП (варіант 2)

Найменування параметра	Теплопродуктивність котла, МВт				
	11,63 (10)	23,26 (20)	35 (30)	58,2 (50)	116,3 (100)
Розрахункова поверхня нагріву ДКП, $m^2$	120	166	330	445	814
Необхідна кількість труб ДКП, шт	2	4	6	8	15
Сумарна поверхня ДКП, $m^2$	111	222	334	445	834
Розрахункова температура відхідних газів при навантаженнях 100/50%, °C	90/74	87/75	90/73	90/74	89/74

Теплові розрахунки котлів типу КВ-ГМ з ДКП виконані для двох навантажень - 50 і 100% від номінальної. Теплові розрахунки показали, що має місце підвищення ефективності роботи котлів при використанні обох варіантів ДКП. Результати розрахунків зведено в таблицю 1.3 [4].

Даний варіант конструкції утилізатора у зв'язку з великою металоємністю вважаю недоцільним.

Розглянемо більш компактний варіант виконання утилізатора димових газів.

На рисунку 1.2 представлено загальний вигляд водопідігрівача-утилізатора. Він складається з трубної решітки, яка виконується з розвальцованих труб, та профільованих круглими поперечними трубами. На даному рисунку показано одноходовий утилізатор. Компоновка даного водопідігрівача – шахматна, поперек димовим газам.

Таблиця 1.3 – Розрахункове підвищення ефективності роботи котлів

Найменування параметра	Теплопродуктивність котла, МВт				
	11,63 (10)	23,26 (20)	35 (30)	58,2 (50)	116,3 (100)
Розрахунковий ККД котла КВ-ГМ в проектному виконанні на газ, %	92,5	92,3	91,8	93,3	93,2
Розрахунковий ККД котла КВ-ГМ з ДКП-1 при навантаженні 100%, %	95,1	95,6	95,6	95,8	96,0
Розрахунковий ККД котла КВ-ГМ з ДКП-2 при навантаженні 100%, %	95,0	95,6	95,7	95,9	96,0

Температура димових газів на вході в теплоутилізатор -  $300^{\circ}\text{C}$ , на виході з утилізатора –  $90^{\circ}\text{C}$ .

Вода подається з температурою зворотної мережі. Споживачами є мешканці будинків, які знаходяться на відстані 1-2 км від хлібопекарського заводу.

В проекті передбачаються два індивідуальні теплові пункти (далі - ІТП).

1 – знаходиться безпосередньо біля печі хлібзаводу та використовується в здебільшого для підготовки зворотної води, температура якої близько  $65-70^{\circ}\text{C}$ , та подальшої подачі її назад до ІТП-2.

2 – заходиться біля будинків споживачів. В даному ІТП вода, яка надходить з ІТП-1 віддає теплоту теплоносію, який знаходиться безпосередньо в контурах опалення та гарячого водопостачання даних будинків.

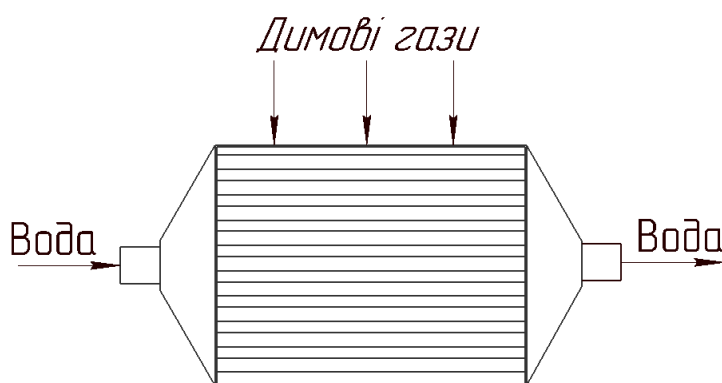


Рисунок 1.2 – Утилізатор

## 1.2 Методика теплового розрахунку утилізатора теплоти відхідних газів печі для випікання хліба

Розрахункова швидкість димових газів, м/с, розраховується по формулі [5]:

$$\omega_r = \frac{B_p V_r (\nu + 273)}{3600 \cdot F \cdot 273}, \quad (1.1)$$

де  $F$  – площа живого перерізу,  $\text{м}^2$ ;

$B_p$  – розрахункова витрата палива,  $\text{кг/год}$ ;

$V_r$  – об'єм газів на 1  $\text{кг}$  палива при 760  $\text{мм.рт.ст.}$  и 0  $^{\circ}\text{C}$ , який визначається по середньому надлишку повітря в газоході,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Розрахункова температура потоку газів [5]:

$$\nu = \frac{\nu' + \nu''}{2} \quad (1.2)$$

Для економайзерів, перехідних зон прямооточних котлів, випарних поверхонь, а також перегрівачів за надкритичного тиску [5]:

$$k = \frac{\alpha_1}{1 + \varepsilon \alpha_1}, \quad (1.3)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт забруднення;

$\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від гріючої середі до стінки,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Площа живого перерізу для проходу газів і повітря в газоходах, заповнених поперечно і косо обтічними гладкими і ребристими трубами, розраховується по перерізу, що проходить через вісі поперечного ряду труб, як різниця між повною площею поперечного перерізу газоходу в світлі та частиною цієї площі, зайнятої трубами і ребрами. У вказаному перерізі площа для проходу газів виходить найменшою в порівнянні з будь-яким іншим паралельним перерізом. Принцип мінімального прохідного перерізу приймається і в інших випадках визначення швидкості:

– для пучків труб с поперечними ребрами [5]:

$$F = \left[ 1 - \frac{1}{s_1 / d} \left( 1 + 2 \frac{h_{p\phi}}{s_{p\phi}} \frac{\delta_{p\phi}}{d} \right) \right] \cdot ab, \quad (1.4)$$

де  $s_1$  – поперечний крок труб,  $\text{мм}$ ;

$d$  – діаметр несучої труби,  $\text{мм}$ ;

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$h_{pб}$  та  $\delta_{pб}$  – висота і середня товщина ребра, мм;

$s_{pб}$  – крок ребер, мм.

Приведений коефіцієнт тепловіддачі з газової сторони  $\alpha'_{1пр}$  залежить від коефіцієнта тепловіддачі від омиваючої середи до стінки  $\alpha_1$ , теплового опору ребер та забруднюючого шару.

Для ребристих поверхонь нагріву тепловіддача випромінюванням продуктів згоряння не враховується і  $\alpha_1 = \alpha_k$  ( $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі конвекцією для ребристих поверхонь, Вт/(м<sup>2</sup> · К); методика визначення буде представлена далі) [5].

Тепловий опір ребер залежить від їх товщини та форми, а також від коефіцієнта теплопровідності. По формі ребра підрозділяються на два типи: з прямою та циліндричною основою. До перших відносяться ребра на плоскій поверхні, продольні ребра на циліндричній поверхні та поперечні зовнішні ребра на трубах, маючих форму витянутого овалу; до других – круглі та квадратні поперечні ребра на круглих трубах. Дротові стержні розраховуються як ребра з прямою основою.

Величина  $\alpha'_{1пр}$ , віднесена до повної поверхні з газової сторони, Вт/(м<sup>2</sup> · К), визначається за формулою [5]

$$\alpha'_{1пр} = \left[ \frac{H_{pб}}{H} E \mu + \frac{H_{гл}}{H} \right] \frac{\psi_{pб} \alpha_k}{1 + \varepsilon \psi_{pб} \alpha_k} \cdot 1,163, \quad (1.5)$$

де  $H_{pб} / H$  – відношення поверхні ребер до повної поверхні з газової сторони.

Для круглих труб з круглими ребрами [5]:

$$\frac{H_{pб}}{H} = \frac{\left( \frac{D}{d} \right)^2 - 1}{\left( \frac{D}{d} \right)^2 - 1 + 2 \left( \frac{s_{pб}}{d} - \frac{\delta}{d} \right)},$$

де  $\frac{H_{гл}}{H} = \frac{H - H_{pб}}{H}$  – відношення ділянок несучої поверхні без ребер до повної

поверхні з газової сторони;

$E$  – коефіцієнт ефективності ребра, визначений в залежності від форми ребер та параметрів  $\beta h_{pб}$  та  $D/d$  по номограмі зображених на рисунку 1.3 [5];

$$\beta = \sqrt{\frac{2\psi_{\text{рб}}\alpha_{\text{к}}}{\delta\lambda_{\text{м}}(1 + \varepsilon\psi_{\text{рб}}\alpha_{\text{к}})}}, \quad (1.6)$$

де D – діаметр круглого ребра, м;

d – діаметр несучої труби, м;

$h_{\text{рб}}$  та  $\delta$  – висота та середня товщина ребра, м;

$s_{\text{рб}}$  – крок ребер, м;

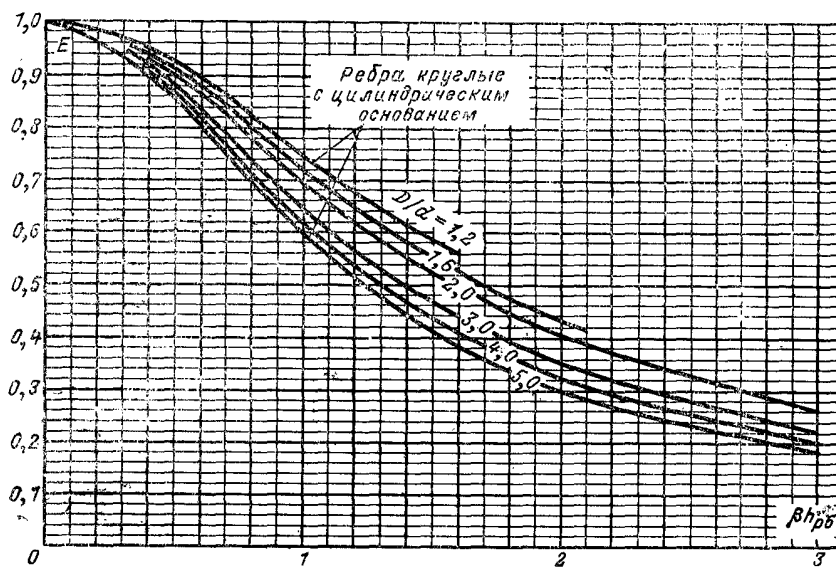
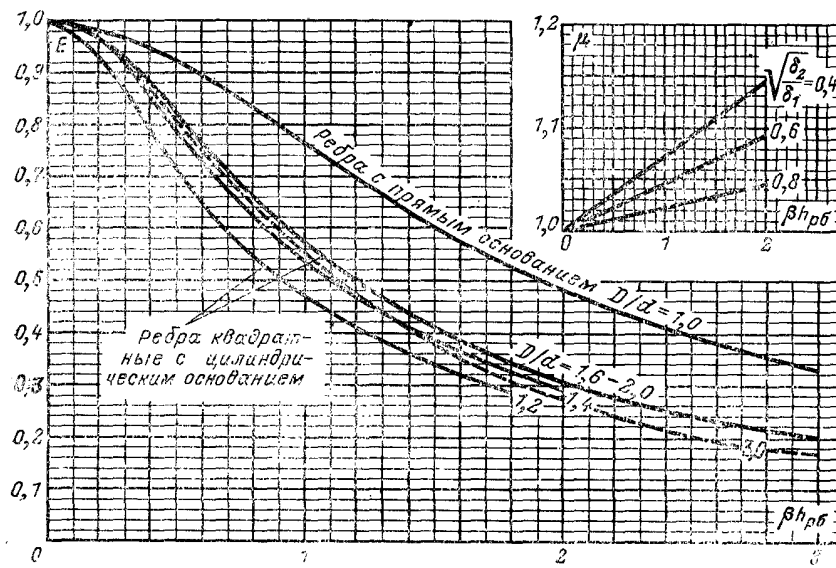
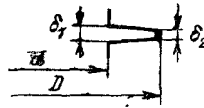
$\lambda_{\text{м}}$  – коефіцієнт теплопровідності металу ребер, Вт/(м·К);

$\mu$  – коефіцієнт, враховуючий вплив уширення ребра до основи; визначається по номограмі зображеній на рисунку 1.3 в залежності від параметрів  $\beta h_{\text{рб}}$  та  $\sqrt{\delta_1 / \delta_2}$  ( $\delta_1$  та  $\delta_2$  – товщина ребра біля вершини та основи) [5];

$\psi_{\text{рб}}$  – коефіцієнт, враховуючий нерівномірну тепловіддачу по поверхні ребра, для ребер з прямою основою (та дровових стрижнів) – 0,9, з циліндричним – 0,85;

$\varepsilon$  – коефіцієнт забрудненості, (м<sup>2</sup>·К)/Вт (див. п. 1.2.9).

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25



Для цилиндрических стержней из проволоки (проволочно-оребрённых калориферов)  $E$  принимается по кривой для ребер с прямым основанием  $D/d=1,0$ .

Рисунок 1.3 – Коэффициент эффективности ребер [5]

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

## 2 ХАРАКТЕРИСТИКА СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Система теплопостачання, що лежить в основі цього проекту включає в себе джерело енергії – вузол утилізації, що знаходиться на хлібокомбінаті, двотрубну теплову мережу (яка з'єднає блок утилізації з ІТП житлового будинку) та ІТП, що виконує, для споживачів будинку, функції приготування гарячої води, регулювання відпуску теплоти в систему опалення, підтримання нормованих значень тиску теплоносія.

Блок утилізації на хлібокомбінаті включає в себе : утилізатори в яких відхідні гази хлібопекарських печей нагрівають воду для споживача, димососи, установку хімічної обробки води, яка включає в себе 3 насоси-дозатори, 3 ємності для реагентів з датчиками. Також на технічному поверсі хлібокомбінату знаходяться два мережні насоси (основний та резервний).

Теплова мережа – двотрубна система прямої і зворотної води, внутрішнім діаметром труби 65мм, що працює по температурному графіку 110/70. Теплова мережа виконана безканальною прокладкою. Пролягає також під автомобільною дорогою (в цьому місці вона виконана проколом).

Індивідуальний тепловий пункт житлового будинку призначений для регулювання витрат теплоти на опалення та гаряче водопостачання, теплових навантажень взаємності від температури навколишнього повітря. До його складу входять: з пластинчаті теплообмінники незалежної системи опалення, теплообмінники системи гарячого водопостачання, насосна група (циркуляційні насоси системи опалення, гарячого водопостачання, підживлювальних насосів системи опалення), антикорозійна установка та розширювальний бак .

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### 3 РОЗРАХУНКИ ТЕПЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ СПОЖИВАЧІВ

#### 3.1 Розрахунок навантаження на опалення

Вихідні дані для розрахунків:

Поверховість будинку – 9;

Кількість мешканців – 197 чел.;

Кількість квартир у будинку – 72;

Розміри будинку – 18х60х30 м;

Температурний графік – 110х70 °С;

Населений пункт – м.Київ;

Стіни будівлі – двошарові з монолітною залізобетонною оболонкою, їх товщина  $\delta_1 = 545$  мм (прошарок товщиною  $\delta_0 = 70$  мм).

Переkritтя будівлі – без горища, залізобетонний двохпустотний збірний настил товщиною 200 мм; утеплення – піносілікат товщиною  $\delta = 160$  мм.

Засклення будівлі – двошарові склопакети в дерев'яних рамах.

Розрахункова температура внутрішнього повітря  $t_{вн} = 22$  °С .

Кліматологічні дані для м.Києва [6]:

- тривалість опалювального періоду –  $n_o = 176$  діб;
- розрахункова температура на опалення –  $t_{po} = -22$  °С;
- середня температура навколишнього середовища опалювального періоду –  $t_n^{cp.o} = -0,1$  °С.

Втрати теплоти в приміщеннях житлового будинку, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою [6] :

$$Q_{втр} = \Sigma Q_{осн.} + Q_{дод.}, \quad (3.1)$$

де  $\Sigma Q_{осн.}$  – загальні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни та двері, вікна, переkritтя для останнього поверху, підлога для першого поверху), кВт;

$Q_{дод.}$  – додаткові втрати (орієнтація приміщення за сторонами світу, інфільтрація зовнішнього повітря, дві та більше кутові зовнішні стіни), кВт.

Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції, кВт, розраховуються для кожної позиції за формулою [6] :

$$Q_{осн} = \sum_{i=1}^m k_i F_i (t_{вн} - t_{p.o.}) n_i, \quad (3.2)$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $k_i$  – коефіцієнт теплопередачі зовнішніх конструкцій,  $Вт / (м^2 \cdot К)$  ;

$F_i$  – площа поверхні окремих зовнішніх конструкцій,  $м^2$ ;

$t_{вн}$  – внутрішня температура повітря приміщення,  $^{\circ}C$ ;

$t_{p.o.}$  – розрахункова температура навколишнього повітря на опалення,  $^{\circ}C$ ;

$n_i$  – коефіцієнт, що враховує зниження різниці температур, що залежить від положення поверхні огорожувальної конструкції.

Якщо висота приміщення перевищує 4 м, то його розділяють на дві частини по висоті і розраховують теплові втрати для кожної частини окремо. Для зовнішньої конструкції висотою до 4 м розрахункова різниця температур буде однаковою, а для зовнішніх конструкцій, розміщених вище 4 м від підлоги, розрахункова різниця температур,  $^{\circ}C$ , розраховується за формулою:

$$\Delta t = \frac{t_{вн} + t_{зг}}{2} - t_{p.o.}, \quad (3.3)$$

де  $t_{зг}$  – температура повітря згори приміщення,  $^{\circ}C$ .

$$t_{зг} = t_{вн} + k(H_n - 4), \quad (3.4)$$

де  $k$  – коефіцієнт зростання температури по висоті, яким можна задаватися від 0,2 до  $1,5^{\circ}C/м$ ;

$H_n$  – висота приміщення, м.

Визначаємо зовнішні розміри огорожень:

$$A_{сз} = a_1 + 2\delta_1 = 60 + 2 \cdot 0,615 = 61,23 \text{ м}; \quad (3.5)$$

$$A_{шп} = b_1 + 2 \delta_1 = 18 + 2 \cdot 0,615 = 19,23 \text{ м}. \quad (3.6)$$

Визначаємо висоту зовнішніх стін:

$$H_{ст1} = 3 \text{ м}; \quad (3.7)$$

$$H_{ст2} = (H_{п} - 3) + \delta_2 + \delta = (30 - 3) + 0,200 + 0,160 = 27,36 \text{ м}. \quad (3.8)$$

За [7] визначаємо коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін, перекриттів, заповнень світлових отворів відповідно:

$$- K_{ст} = 0,91 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К);$$

$$- K_{п} = 0,76 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К);$$

$$- K_{вік} = 2,94 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К).$$

Визначаємо розмір поверхні вікон,  $м^2$

$$F_{вік} = H_{вік} C n_{вік}, \quad (3.9)$$

де  $n_{\text{вік}}$  – кількість вікон;

$C=2,2$  м – ширина вікон;

$H_{\text{вік}}=1,3$  м – висота вікон.

- для стін, орієнтованих на схід та захід, 1-й поверх

$$F_{\text{вік1.1}} = 1,3 \cdot 2,2 \cdot 4 = 11,44 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на схід та захід, інші поверхи

$$F_{\text{вік1.2}} = 1,3 \cdot 2,2 \cdot 24 = 68,64 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на північ та південь, 1-й поверх

$$F_{\text{вік2.1}} = 1,3 \cdot 2,2 \cdot 12 = 34,32 \text{ м}^2;$$

- для стін, орієнтованих на північ та південь, інші поверхи

$$F_{\text{вік2.2}} = 1,3 \cdot 2,2 \cdot 96 = 274,56 \text{ м}^2;$$

Визначаємо поверхні зовнішніх стін:

$$F_1 = A_{\text{П}} \cdot H_{\text{ст}} - F_{\text{вік}}, \quad (3.10)$$

- для стіни, орієнтованої на схід та захід, 1-й поверх

$$F_{1.1} = 19,23 \cdot 3 - 11,44 = 46,25 \text{ м}^2;$$

- для стіни, орієнтованої на схід та захід, інші поверхи

$$F_{1.2} = 19,23 \cdot 27,36 - 68,64 = 457,49 \text{ м}^2;$$

-для стіни, орієнтованої на північ та південь, 1-й поверх

$$F_3 = 61,23 \cdot 3 - 34,32 = 149,37 \text{ м}^2;$$

-для стіни, орієнтованої на північ та південь, інші поверхи

$$F_3 = 61,23 \cdot 27,36 - 274,56 = 1400,69 \text{ м}^2;$$

Визначаємо площу перекриття, м:

$$F_{\text{пер}} = (a_1 + 0,5\delta_1)(b_1 + 0,5\delta_1), \quad (3.11)$$

$$F_{\text{пер}} = (60 + 0,5 \cdot 0,615)(18 + 0,5 \cdot 0,615) = 1104,1 \text{ м}^2.$$

Розрахункова різниця температур:

- при висоті приміщення  $H_{\text{п}} \leq 4$  м різниця температур,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\Delta t_1 = t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о}}, \quad (3.12)$$

$$\Delta t_1 = 22 - (-22) = 44 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

Визначаємо теплові втрати через підлогу:

На рисунку 3.1 зображені зони термічних опорів теплопередачі підлоги житлового будинку.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

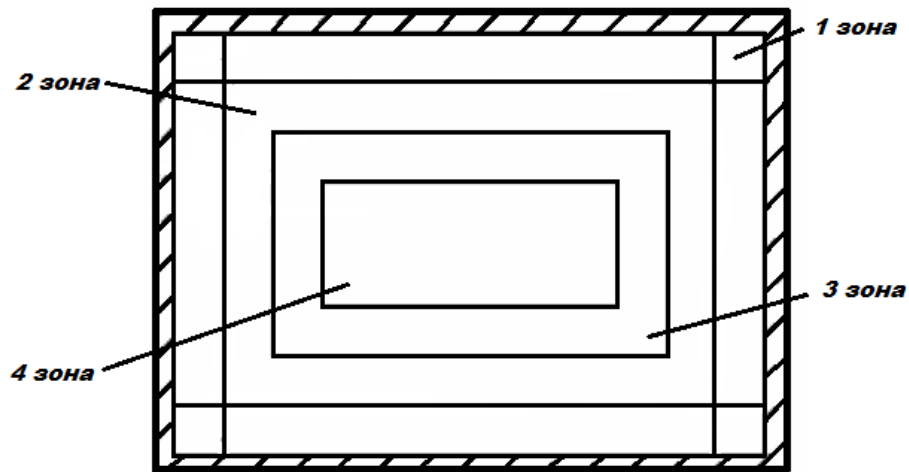


Рисунок 3.1 – Зони термічних опорів теплопередачі підлоги

За наданими даними розміри підлоги :  $F_I = 60 \times 18 = 1080 \text{ м}^2$ , звідси площі зон :

$$F_I = 1080 - ((60 - 4) \cdot (18 - 4)) = 1080 - 784 = 296 \text{ м}^2;$$

$$F_{II} = 784 - ((56 - 4) \cdot (14 - 4)) = 784 - 520 = 264 \text{ м}^2;$$

$$F_{III} = 520 - ((52 - 4) \cdot (10 - 4)) = 520 - 288 = 232 \text{ м}^2;$$

$$F_{IV} = 288 - ((48 - 4) \cdot (6 - 4)) = 288 - 88 = 200 \text{ м}^2.$$

Термічні опори теплопередачі окремих зон неутепленої підлоги [7] складають:

- перша зона -  $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$  ;
- друга зона -  $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ ;
- третя зона -  $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ ;
- четверта зона -  $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ .

Для кожної зони розраховуємо теплові втрати для підлоги за формулою:

$$Q = \frac{F_i}{r_i \cdot 1000} \cdot \Delta t_1, \text{ кВт} \quad (3.13)$$

$$Q_I = \frac{296}{2,15 \cdot 1000} \cdot 44 = 6,06 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{II} = \frac{264}{4,3 \cdot 1000} \cdot 44 = 2,7 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{III} = \frac{232}{8,6 \cdot 1000} \cdot 44 = 1,19 \text{ кВт} ;$$

$$Q_{IV} = \frac{200}{14,2 \cdot 1000} \cdot 44 = 0,62 \text{ кВт} ;$$

$$\sum Q = 6,06 + 2,7 + 1,19 + 0,62 = 10,57 \text{ кВт} .$$



Визначаємо втрати теплоти через зовнішні двері:

$$Q_{\text{дв}} = k \cdot F \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{з}}) \quad (3.14)$$

де  $F$  – загальна площа зовнішніх дверей;

$k$  – коефіцієнт теплопередачі дверей.

$$Q_{\text{дв}} = 0,3 \cdot 5 \cdot (22 + 22) = 0,066 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти через зовнішні обгородження приміщення визначаємо при коефіцієнті  $n = 1$  для вертикальних зовнішніх стін і  $n = 0,9$  для перекриття без горища. Результати зведемо до табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунків втрат теплоти

Зовнішнє обгородження	Орієнтація за сторонами світу	Поверхня обгородження $F_i, \text{м}^2$	Розрахункова різниця температур $\Delta t_i, ^\circ\text{C}$	Коефіцієнт теплопередачі $K_i, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$	Втрати теплоти через обгородження $Q_{\text{обг.}i}, \text{кВт}$	Втрати теплоти, враховуючи додаткові, кВт
1	2	3	4	5	6	8
Зовнішня Стіна	Сх	46,25	44	0,91	1,852	1,945
Зовнішня Стіна	Зх	46,25	44	0,91	1,852	1,945
Зовнішня Стіна	Пн	149,37	44	0,91	5,981	6,28
Зовнішня Стіна	Пд	149,37	44	0,91	5,981	6,28
Вікна	Пн	34,32	44	2,94	4,440	4,662
Вікна	Пд	34,32	44	2,94	4,440	4,662
Вікна	Сх	11,44	44	2,94	1,480	1,554
Вікна	Зх	11,44	44	2,94	1,480	1,554

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5	6	8
Зовнішня Стіна	Сх	457,49	52,4	0,91	21,815	22,906
Зовнішня Стіна	Зх	457,49	52,4	0,91	21,815	22,906
Зовнішня Стіна	Пн	1400,69	52,4	0,91	66,791	70,131
Зовнішня Стіна	Пд	1400,69	52,4	0,91	66,791	70,131
Вікна	Пн	274,56	52,4	2,94	42,298	44,413
Вікна	Пд	274,56	52,4	2,94	42,298	44,413
Вікна	Сх	68,64	52,4	2,94	10,574	11,103
Вікна	Зх	68,64	52,4	2,94	10,574	11,103
Пере-Криття	-	1263,45	44	0,76	42,250	42,250
Зовнішні двері	-	-	-	-	0,066	0,066
Підлога	-	-	-	-	10,57	10,57
Всього						<b>381,5 кВт</b>

Додаткові тепловтрати на інфільтрацію повітря розраховуємо за двома методиками та оберемо більше значення:

#### Методика 1

Додаткові витрати на інфільтрацію повітря виникають через відкривання зовнішніх дверей, а також нещільність зовнішніх вікон.

Додаткові витрати на відкривання зовнішніх дверей обчислюють за формулою:

$$Q_{\text{ов}}^{\text{відкр}} = Q_{\text{ов}} \cdot \beta_{\text{відкр}} \quad (3.15)$$

де  $Q_{\text{ов}}$  - тепловтрати через зовнішні двері, які були визначені вище.

$\beta_{\text{відкр}}$  – коефіцієнт добавки на відкривання дверей, для одинарних дверей  $\beta_{\text{відкр}} = 3$ .

Тоді втрати на інфільтрацію повітря через зовнішні двері:

$$Q_{\text{ов}}^{\text{відкр}} = 0,066 \cdot 3 = 0,198 \text{ кВт}$$

Додаткові втрати через нещільність вікон обчислюються як:

$$Q_{\text{вік}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot G \cdot F \cdot c \cdot (t_B - t_3) \quad (3.16)$$

де  $F$  – площа віконного прорізу,  $\text{м}^2$ ;

$c$  – питома теплоємність повітря,  $1,005 \text{ кДж/кг}^0\text{С}$ ;

$G$  – кількість інфільтрованого холодного повітря через нещільності віконного огороження, приймаємо  $6 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$ .

Тоді втрати теплоти на інфільтрацію через зовнішні вікна складають

$$Q_{\text{вік}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot 6 \cdot 777,92 \cdot 1,005 \cdot (22 + 22) \cdot 10^{-3} = 57,79 \text{ кВт}$$

Втрати теплоти через нещільність зовнішніх дверей обчислюють аналогічно за формулою (3.16)

де  $G$  – витрата інфільтраційного повітря, яка розраховується за формулою:

$$G = b \cdot l \cdot v \cdot m \cdot 3600 \quad (3.17)$$

де  $b$  – ширина встановленої дверної нещільності (приймається  $0,005 \text{ м}$ );

$l$  – ширина нещільності дверного прорізу (приймається загальний периметр двері,  $\text{м}$ ;

$v$  – середня швидкість інфільтрованого повітря (приймається  $0,5 \text{ м/с}$ );

$m$  – маса одного  $\text{м}^3$  повітря  $1,293 \text{ кг}$ .

$$G = 0,005 \cdot 4 \cdot 0,5 \cdot 1,293 \cdot 3600 = 46,55 \text{ кг/год}$$

$$Q_{\text{дв}}^{\text{інф}} = 0,28 \cdot 46,55 \cdot 5 \cdot 1,005 \cdot (22 + 22) \cdot 10^{-3} = 2,88 \text{ кВт}$$

Таким чином, загальні додаткові витрати на інфільтрацію повітря складають

$$\sum Q^{\text{інф}} = Q_{\text{дв}}^{\text{відкр}} + Q_{\text{дв}}^{\text{інф}} + Q_{\text{вік}}^{\text{інф}} = 0,198 + 2,88 + 57,79 = 60,87 \text{ кВт}$$

## Методика 2

Стандарт EN 12831 пропонує наступну формулу для розрахунку витрати повітря, що інфільтрується в опалюваний простір:

$$\dot{V}_{\text{інф}} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i \quad (3.18)$$

де  $V_i$  – об'єм опалюваного простору, обчислений на підставі внутрішніх розмірів (у світлі стін і перекриттів),  $\text{м}^3$ ;

$n_{50}$  – кратність повітрообміну за різниці тисків  $50 \text{ Па}$  назовні та всередині будинку (з урахуванням впливу повітряних клапанів), яка береться з таблиці 9 [8],  $\text{год}^{-1}$ ;

$e_i$  – коефіцієнт екранування будинку, який береться з таблиці 11 [8];

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$\varepsilon_i$  – поправочний коефіцієнт, що враховує збільшення швидкості вітру з висотою розташування опалювального простору над рівнем землі, який береться по таблиці 10 [8];  
2 – коефіцієнт, який враховує найбільш несприятливий випадок, коли все повітря, що інфільтрується, надходить у будинок з однієї сторони.

На рисунку 3.2 показано планування будинку.

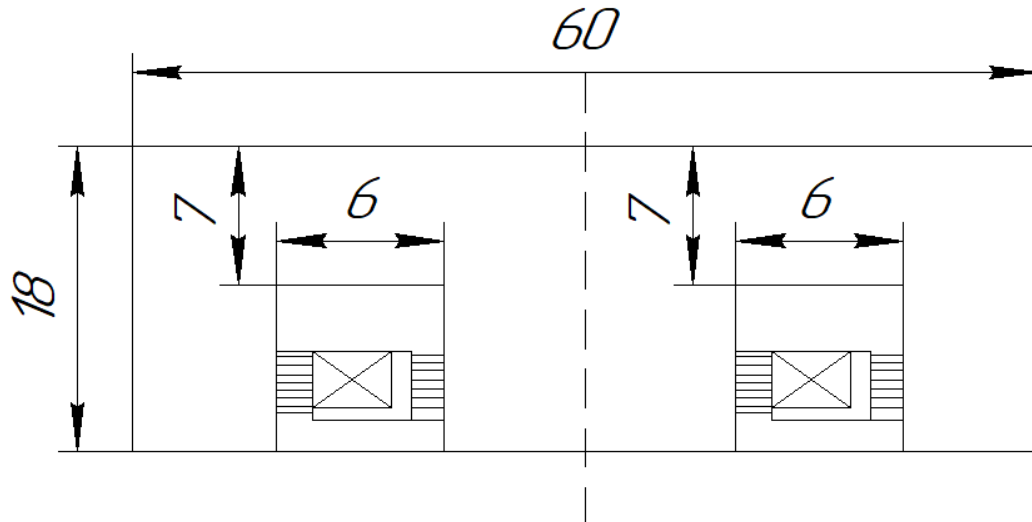


Рисунок 3.2 – План будинку

$$V_i = 18 \cdot 60 \cdot 30 - 2 \cdot 6 \cdot 11 \cdot 30 = 28440 \text{ м}^3$$

$$\dot{V}_{inf} = 2 \cdot 28440 \cdot 5 \cdot 0,03 \cdot 1,2 = 10238,4 \text{ (м}^3/\text{год)}$$

Втрати теплоти через інфільтрацію повітря розраховуємо за формулою:

$$Q_{inf} = \dot{V}_{inf} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{II} - \bar{t}_{III}) \cdot \frac{1}{3600} \quad (3.19)$$

де  $\rho$  – густина внутрішнього повітря ( беремо  $\rho = 1,293 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  );

$c$  – теплоємність повітря (беремо  $c = 1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$  );

$t_{II}$  – температура повітря всередині приміщення (беремо  $t_{II} = 22^\circ\text{C}$  )

$\bar{t}_{III}$  – температура повітря в ліфтовій шахті

$$\bar{t}_{III} = [-0,1 + k(30 - 4)] \cdot 0,5 = (-0,1 + 0,2 \cdot 26) \cdot 0,5 = 2,55^\circ\text{C}$$

$$Q_{inf} = 10238,5 \cdot 1,293 \cdot 1 \cdot (22 - 2,55) \cdot \frac{1}{3600} = 64,2 \text{ кВт}$$

Сумарні теплові втрати з приміщення, кВт, розраховуються за формулою:

$$Q_{\text{втр}} = \Sigma Q_{\text{обг.і}} + \Sigma Q_{\text{інф}} = (381,5 + 64,2) = 445,7 \text{ кВт.}$$

Річна витрата теплоти на опалення за формулою [7] :

$$Q_o^{pik} = Q_o^{cp} n_o \cdot 24 \cdot 3600, \quad (3.20)$$

$$Q_o^{cp} = Q_{\text{втр}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср.о.}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р.о.}}}, \quad (3.21)$$

$$Q_o^{cp} = 445,7 \cdot \frac{22 - 1,8}{22 - (-22)} = 204,6 \text{ кВт},$$

$$Q_o^{pik} = 204,6 \cdot 176 \cdot 24 \cdot 3600 = 3,11 \cdot 10^3 \text{ МДж / рік.}$$

Результати розрахунків зведено до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунків теплового навантаження на опалення

Найменування	Позначення	Величина	Значення
1 Середня річна витрата теплоти на опалення	$Q_o^{pik}$	МДж / рік	$3,11 \cdot 10^3$
2 Максимальна витрата теплоти на опалення	$Q_{\text{втр}}$	кВт	445,7
3 Середня витрата теплоти на опалення	$Q_o^{cp}$	кВт	204,6

### 3.2 Розрахунок навантаження на гаряче водопостачання

Максимальна витрата теплоти, Вт, яку використовують для визначення поверхні нагрівача для ГВП [7]

$$Q_{ГВП\max} = 1,163 \cdot G_{год} \cdot (t_{г.сеп} - t_{х.з.}) + Q_{II} + Q_{III} \quad (3.22)$$

де  $G_{год}$  – розрахункова витрата гарячої води за годину найбільшого водоспоживання,

$Q_{II} + Q_{III}$  - витрати теплоти подавальними і циркуляційними трубопроводами ГВП. Для житлових будинків [7]

$$Q_{II} + Q_{III} = 0,05 \cdot Q_o \quad (3.23)$$

$$Q_{II} + Q_{III} = 0,05 \cdot 445,7 = 22,3 \text{ кВт.}$$

Розрахункові витрати гарячої води за годину найбільшого водоспоживання:

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вип} \cdot \alpha_{год} \quad (3.24)$$

де  $K_{вип}$  – коефіцієнт використання водорозбірного приладу за годину найбільшого водоспоживання (кількість приладів приймаємо – 3шт) беруть за приладом, для якого витрата води за годину найбільша, в нас це – змішувач ванни ( $K_{вип} = 0,28$  [7]).

$\alpha_{год}$  – безрозмірна величина, яку визначають залежно від кількості водорозбірних приладів N на розрахунковій ділянці мережі трубопроводу (N=216 для одного будинку) і ймовірності їх використання  $P_{в.з.}$  за годину найбільшого споживання:

$$P_{в.з.} = \frac{g_{и.ч.} \cdot U}{3600 \cdot g \cdot N} = \frac{10 \cdot 197}{3600 \cdot 0,2 \cdot 216} = 0,0127$$

Якщо значення  $P < 0,1$ , при будь-якому значенні N то  $\alpha_{год}$  визначають за Д.2 табл.1 [7].

$$\text{Визначаємо добуток } NP = \frac{NP}{K_{вип}} = 216 \cdot \frac{0,0127}{0,28} = 9,8. \text{ За таблицею при } NP_{год} = 9,8$$

значення  $\alpha_{год} = 4,067$ ;

$g$  – витрата гарячої води одним водорозбірним приладом, для житлових будівель беремо  $g = 0,2 \text{ кг/с}$  [7].

$$G_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot g \cdot K_{вип} \cdot \alpha_{год} = 18 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,28 \cdot 4,067 = 4099,5 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

Отже, максимальна витрата теплоти, згідно (3.22) дорівнює :

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{ГВП\max} = 1,163G_6 \cdot (t_{г.сеп} - t_{х.з}) + Q_{II} + Q_{II} = 1,163 \cdot 4099,5 \cdot (55 - 5) + 22300 = 260,7 \text{ кВт}$$

Середню витрату теплоти на гаряче водопостачання будемо розраховувати за збільшеними показниками [4], згідно яких

$$Q_{ГВП\text{сер}} = Q_{ГВП\max} / (2 \dots 2,4) = 260,7 / 2 = 130,35 \text{ кВт}$$

Річні витрати теплоти на ГВП дорівнюють [7], :

$$Q_{ГВП\text{річ}} = \left[ Q_{ГВП\text{сер}} \cdot n_0 + Q_{ГВП\text{сер}} \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot \beta \cdot (350 - n_0) \right] \cdot 24 \cdot 3600 \quad (3.25)$$

$$Q_{ГВП\text{річ}} = \left[ 130,35 \cdot 176 + 130,35 \cdot \frac{(55-15)}{(55-5)} \cdot 0,8 \cdot (350 - 176) \right] \cdot 24 \cdot 3600 = 3,24 \cdot 10^3 \text{ МДж/рік}$$

Результати розрахунків зведемо до таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків витрат теплоти на ГВП

Найменування величини	Позначення	Величина	Значення величини
1 Середнє теплове навантаження на ГВП	$Q_{ГВП\text{сер}}$	кВт	130,35
2 Максимальне теплове навантаження на ГВП	$Q_{ГВП\max}$	кВт	260,7
3 Річне теплове навантаження	$Q_{ГВП\text{річ}}$	МДж/рік	$3,24 \cdot 10^3$

### Висновки з розділу 3

В даному розділі проведено розрахунки теплових навантажень споживачів на опалення та розрахунки теплових навантажень на гаряче водопостачання. Втрати на інфільтрацію повітря розраховані за двома методиками.

Розраховано середнє, максимальне та річне теплові навантаження на опалення та ГВП. Зведено результати до таблиць 3.2 та 3.3.

#### 4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВИХ ВТРАТ ЗОВНІШНЬОЇ ТЕПЛОВОЇ МЕРЕЖІ. ВИБІР МЕРЕЖНОГО НАСОСУ

Вихідні дані до розрахунку :

- сумарна максимальна потужність споживачів на опалення та ГВП

$$Q_o^M = Q_o + Q_{г.в.}^{\max} = 706,4$$

- довжина теплопроводу 1800м;
- $D_{ум} = 100$  мм ;
- температурний графік 110/70 °С ;

За нормативною літературою, визначаємо що, втрати густини теплового потоку через ізоляцію трубопроводів водяних двотрубних теплових мереж складають[9,10]:

- для подаючого трубопроводу 72 Вт/м;
- для зворотнього трубопроводу 25 Вт/м.

Розрахункова витрата теплоносія

$$m = \frac{Q_{сум}^{\max}}{c_p \cdot \Delta t}$$

$$m = \frac{706,4}{4,19 \cdot (110 - 70)} = 4,217 \text{ кг/с}$$

Втрата теплоти теплопроводу:

$$Q_{втр} = a \cdot l \quad (4.1)$$

- подаючого теплопроводу:

$$Q_{втр}^n = 72 \cdot 1800 = 129600 \text{ Вт або } 129,6 \text{ кВт};$$

- зворотнього теплопроводу:

$$Q_{втр}^{зв} = 25 \cdot 1800 = 45000 \text{ Вт або } 45 \text{ кВт};$$

- сумарні втрати теплопроводу:

$$Q_{втр}^{сум} = Q_{втр}^n + Q_{втр}^{зв} \quad (4.1a)$$

$$Q_{втр}^{сум} = 129,6 + 45 = 174,6 \text{ кВт}$$

Зниження температури теплоносія.

$$\Delta t = \frac{Q}{c_p \cdot m} \quad (4.2)$$

- подаючого теплопроводу:

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



$$\Delta t_1 = \frac{129600}{4190 \cdot 4,217} = 7,33 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- зворотнього теплопроводу:

$$\Delta t_2 = \frac{45000}{4190 \cdot 4,217} = 2,55 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Реальна температура теплоносіїв:

- в подаючому теплопроводі :

$$110 - 7,33 = 102,67 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- в зворотньому теплопроводі :

$$70 - 2,55 = 67,45 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

### Вибір мережних насосів

Насоси обираються за графічною характеристикою, яка відображає залежність напору насоса від витрати води, яка проходить через нього. Тобто вибір відбувається по робочій точці, в якій повинен працювати насос. Робоча точка характеризується напором  $H$  та подачею  $Q$ . Оптимального обраний насос в робочій точці працює з максимальним ККД. В робочій точці урівноважуються потужність насоса та споживання потужності трубопроводною мережею. В насосі розвивається напір, який повинен подолати гідравлічний опір замкненого контуру системи опалення, утилізатора, зовнішньої мережі, теплообмінників опалення та ГВП, фільтрів та грязьовиків..

Для того щоб був повний резерв насосного обладнання на випадок виходу з ладу одного з насосів, підключаємо їх за паралельною схемою.

*Продуктивність насосів:*

$$Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{Q_{\text{о}}^{\text{м}} \cdot 3600}{(t_1^{\text{п}} - t_2^{\text{п}}) \cdot c_{\text{е}} \cdot \rho} \quad (4.3)$$

де  $Q_{\text{о}}^{\text{м}}$  – загальне максимальне теплове навантаження, кВт;

$t_1 = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура води у прямому трубопроводі,  $^{\circ}\text{C}$  ;

$t_2 = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$  – температура води у зворотньому трубопроводі,  $^{\circ}\text{C}$  ;

$\rho$  – густина води,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , беру за  $t_{\text{ср}} = 90^{\circ}\text{C}$ :  $\rho = 965,3 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

$$Q_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{706,4 \cdot 3600}{(110 - 70) \cdot 4,187 \cdot 965,3} = 15,7 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Повний напір контуру системи, кПа

$$H_{\text{м}} = H_{\text{втр}} + H_{\text{ф}} + H_{\text{зр}} + H_{\text{тм}} + H_{\text{ут}}, \quad (4.4)$$

де  $H_{\text{втр}}$  – втрати тиску у теплообмінних апаратах та трубопроводах, м.вод.ст.;

$H_{\text{ф}}$  – втрати тиску у фільтрі, м.вод.ст.;

$H_{\text{зр}}$  – втрати тиску у грязьовику, м.вод.ст.

Приймаємо:  $\Delta P_{\text{ф}} = 20$  кПа – максимальний гідравлічний опір фільтра;  
 $\Delta P_{\text{зр}} = 30$  кПа – максимальний гідравлічний опір грязьовика;  $\Delta P_{\text{ут}} = 10$  кПа – гідравлічний опір утилізатора;  $\Delta P_{\text{тм}}$  – гідравлічний опір теплової мережі.

Визначаю дійсні втрати тиску  $\Delta P_{\text{тм}}$ , кПа, на ділянці теплової мережі від хлібокомбінату до теплового пункту [11]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{лін}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}}, \quad (4.5)$$

де  $\Delta P_{\text{лін}}$  – лінійні втрати тиску, Па;

$\Delta P_{\text{м}}$  – місцеві втрати тиску, кПа.

Лінійні втрати тиску (втрати тиску по довжині)  $\Delta P_{\text{л}}$ , кПа :

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega_{\text{с}}^2 \cdot \rho_{\text{с}}}{2} \cdot l, \quad (4.6)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя;

$d$  – внутрішній діаметр трубопроводу,  $d = 0,1$  м;

$\omega_{\text{с}}$  – швидкість води в трубопроводі, приймаємо за [10]  $\omega_{\text{с}} = 0,6$  м/с;

$l$  – довжина даної ділянки трубопроводу, 1800 м;

$\rho$  – густина води при температурі  $t = 90$  °С,  $\rho_{\text{с}} = 965,3$  кг/м<sup>3</sup>.

Швидкість води в трубопроводах:

$$\omega_{\text{с}} = \frac{m}{\rho \cdot f}$$

де  $f$  – площа поперечного перерізу труби, м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{K_{\text{е}}}{d_{\text{екв}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (4.7)$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $K_e$  - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб для сталевих труб  $K_e = 0,2$  мм :

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_e \cdot d_{en}}{\nu}, \quad (4.8)$$

де  $\nu$  - кінематична в'язкість води,  $m^2/c$ , при температурі води  $t = 90$  °C,  
 $\nu = 0,326 \cdot 10^{-6} m^2/c$

$$Re = \frac{0,6 \cdot 0,1}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 184049$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{0,2}{100} + \frac{68}{184049} \right)^{0,25} = 0,23$$

Тоді:

$$\Delta P_{\lambda} = \frac{0,23}{0,1} \cdot \frac{0,6^2 \cdot 965,3}{2} \cdot 1800 \cdot 10^{-3} = 130 \text{ кПа}$$

Місцеві втрати тиску,  $\Delta P_{\lambda}, Pa$  :

$$\Delta P_{\lambda} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_e \cdot \omega_e^2}{2}, \quad (4.9)$$

де  $\sum \zeta$  - сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя.

Коефіцієнти місцевих опорів:

- кран  $\zeta = 0,2$  (2шт.)  $\zeta_1 = 2 \cdot 0,2 = 0,4$ ;
- фільтр  $\zeta = 1,0$  (1шт.)  $\zeta_2 = 1 \cdot 1 = 1$ ;
- грязьовик  $\zeta = 1,0$  (1шт.)  $\zeta_3 = 1 \cdot 1 = 1$ ;
- повороти  $90^\circ$   $\zeta = 1,2$  (4 шт.)  $\zeta_4 = 1,2 \cdot 4 = 4,8$ ;
- звуження, розширення трубопроводу  $\zeta = 0,4$  (4шт.)  $\zeta_5 = 0,4 \cdot 4 = 1,6$ .

Сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя:

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 0,4 + 1 + 1 + 4,8 + 1,6 = 8,8 \quad (4.10)$$

Тоді :

$$\Delta P_{\lambda} = 8,8 \cdot \frac{965,3 \cdot 0,6^2}{2} \cdot 10^{-3} = 1,53 \text{ кПа}$$

Дійсні втрати тиску, кПа, на ділянці подавального трубопроводу

$$\Delta P'_{mm} = 130 + 1,53 = 131,53 \text{ кПа}$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Звідси:

$$H'_{\phi} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (4.11)$$

$$H'_{\phi} = \frac{20000}{965,3 \cdot 9,81} = 2,11 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H'_{zp} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}$$

$$H'_{zp} = \frac{30000}{965,3 \cdot 9,81} = 3,17 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{p.c.} = \frac{\Delta P_{p.c.}}{\rho_2 \cdot g};$$

$$H_{p.c.} = \frac{35000}{965,3 \cdot 9,81} = 3,7 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{yt} = \frac{\Delta P_{yt}}{\rho_2 \cdot g};$$

$$H_{yt} = \frac{10000}{965,3 \cdot 9,81} = 1,06 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{mm} = \frac{\Delta P_{mm}}{\rho_2 \cdot g};$$

$$H_{mm} = \frac{131530}{965,3 \cdot 9,81} = 13,9 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи дорівнює:

$$H_{оп} = 2,11 + 3,17 + 3,7 + 1,06 + 13,9 = 23,94 \text{ м. вод. ст.}$$

Обираємо насос за наступними показниками:

$$Q = 17,27 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \text{ (з урахуванням 10\% запасу);}$$

$$H_{он} = 26,94 \text{ м. вод. ст. (з доданим запасом рівним 3.0 м. вод. ст.)}$$

За напором  $H$  і подачею  $Q$  обираю насос фірми «Grundfos», модель CR 15-3

Характеристика та зовнішній вигляд насосу представлені далі :

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд насосу Grundfos CR 15-3

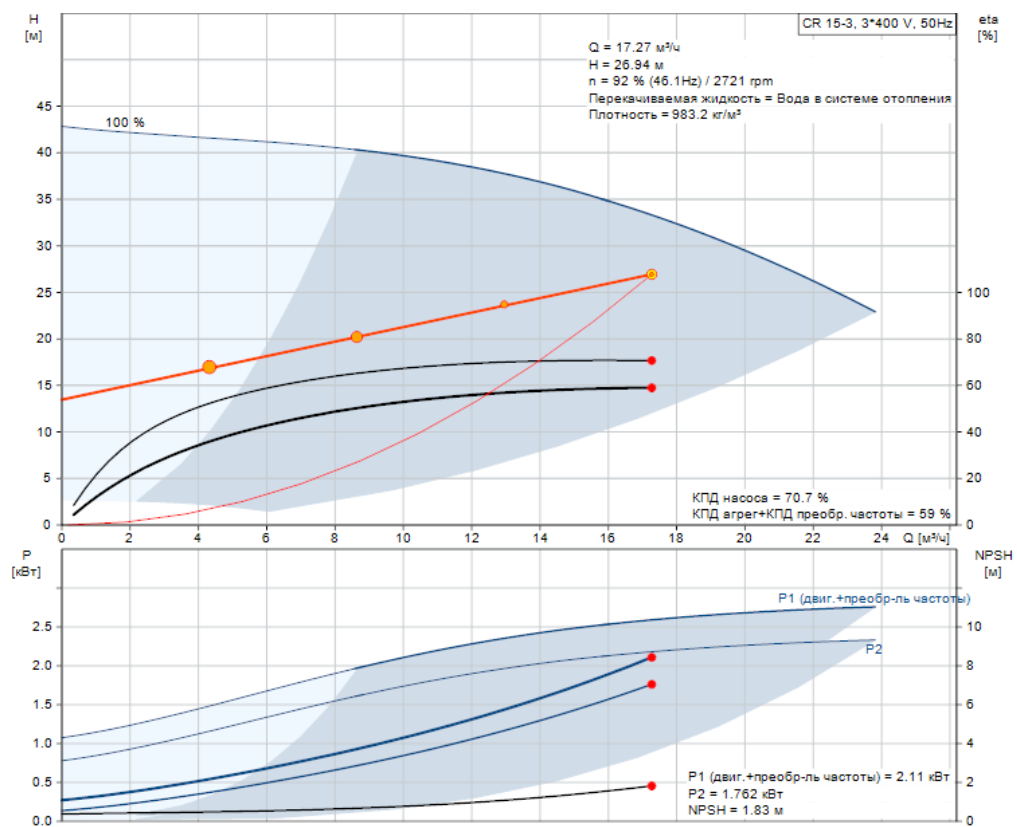


Рисунок 4.2 – Характеристика насосу Grundfos CR 15-3

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Діапазон температури рідини:  $t = -20..120\text{ }^{\circ}\text{C}$

Приймаємо два насоси Grundfos CR 15-3, підключені паралельно. Один насос працює постійно, інший виступає в ролі резервного.

Габаритні розміри одного насосу 256x800x200 мм.

#### **Висновки з розділу 4**

В даному розділі проведено розрахунки теплових втрат зовнішньої теплової мережі. За напором та подачею обрано два мережні насоси ( один основний , другий – резервний) фірми Grundfos марки CR 15-3.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

## 5 ВУЗОЛ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ

### 5.1 Розрахунок утилізатора теплоти відхідних димових газів хлібопекарських печей

Вихідні дані для розрахунку

Температура гріючого теплоносія (димові гази)

- на вході в утилізатор  $+ 410^{\circ}\text{C}$ ;
- на виході з утилізатора  $+ 200^{\circ}\text{C}$ .

Температура мережної води

- на вході в утилізатор  $+ 70^{\circ}\text{C}$ ;
- на виході з утилізатора  $+ 110^{\circ}\text{C}$ .

Зовнішній діаметр оребрених труб утилізатора  $d=16\text{мм}$ .

Розміщення труб в апараті – шаховий пучок, з поперечним і повздовжнім кроком  $S_1 = S_2 = 32\text{мм}$ .

Параметри оребрення

- товщина ребра  $\delta_p = 1\text{мм}$ ;
- висота ребра  $h = 4\text{мм}$ ;
- крок оребрення  $S_{p\phi} = 4\text{мм}$ .

Схема руху теплоносіїв – перехресна.

Параметри димових газів на вході і виході із утилізатора:

$$c_{p1}=1,155 \text{ кДж/(кг К)}, \rho_{\varepsilon1}=0,518 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot (t_{\varepsilon1}=410^{\circ}\text{C});$$

$$c_{p2}=1,097 \text{ кДж/(кг К)}, \rho_{\varepsilon2}=0,748 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot (t_{\varepsilon2}=200^{\circ}\text{C});$$

Ентальпія відхідних димових газів [13]

$$h_{\varepsilon} = (h_{\varepsilon}^0 + (\alpha - 1)h_{\text{нов}}^0) \cdot \rho \quad (5.1)$$

де  $h_{\varepsilon}^0$  – ентальпія відхідних димових газів при  $\alpha = 1$ .

$h_{\text{нов}}^0$  – ентальпія повітря.

Для хлібопекарних печей характерний високий коефіцієнт  $\alpha = 1,86$ .

Таблиця 5.1 – Залежність ентальпії димових газів і повітря від температури при  $\alpha = 1$  і 760 мм. рт. ст.

$t_z, ^\circ\text{C}$	100	200	300	400	500
$h_z^0, \text{ккал/м}^3$	351	709	1076	1453	1840
$h_{нов}^0, \text{ккал/м}^3$	301	605	916	1232	1556

$$h_{z1} = (1491,7 + (1,86 - 1) \cdot 1264,4) \cdot 0,518 = 1336 \text{ ккал/кг або } 5598 \text{ кДж/кг}$$

$$h_{z2} = (709 + (1,86 - 1) \cdot 605) \cdot 0,748 = 919,5 \text{ ккал/кг або } 3850 \text{ кДж/кг}$$

Об'ємна витрата гріючого теплоносія ( $L_1$ ),  $\text{м}^3/\text{год}$

$$L_1 = \frac{Q_{y.\text{макс}} \cdot 3600}{\rho_n \cdot (h_1 - h_2)}, \quad (5.2)$$

$$L_1 = \frac{219,65 \cdot 10^3 \cdot 3600}{0,566 \cdot (5598 - 3850) \cdot 10^3} = 800 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

де  $Q_{y.\text{макс}}$  - теплове навантаження на один утилізатор, кВт

$$Q_{y.\text{макс}} = \frac{Q_o + Q_{z.в.}^{\text{макс}} + Q_{втр}^{\text{сум}}}{n} \quad (5.3)$$

$$Q_{y.\text{макс}} = \frac{445,7 + 260,7 + 172,2}{4} = 219,65 \text{ кВт.}$$

Приймаємо  $Q_{y.\text{макс}} = 220 \text{ кВт}$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі конвекцією  $\alpha_k$  від повітря до оребрених труб використовуємо номограму 26 [5], згідно якої

$$\alpha_k = 1,163 \cdot C_z \cdot C_\phi \cdot C_s \cdot \alpha_n, \quad (5.4)$$

де  $\alpha_n$  - нормативний коефіцієнт тепловіддачі, визначається по номограмі 26 в залежності від швидкості руху теплоносія та компоновки пучка;

$C_z, C_\phi, C_s$  - поправочні коефіцієнти відповідно на кількість рядів, форму пучка і фізичні параметри теплоносія.

Приймаємо  $\sigma_1 = \frac{S_1}{d} = 2$ ,  $\sigma_2 = \frac{S_2}{d} = 2$ , число рядів  $z > 16$ .

Профіль ребра – круглий.

Задаємось швидкістю повітря  $W = 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ .



З номограми  $C_z = 1,2$ ;  $C_\phi = 1$ ;  $C_s = 1$ ;  $\alpha_n = 58 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C}}$ .

Тоді коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_\kappa = 1,163 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 58 = 81 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Середня різниця температур в утилізаторі

$$\Delta t = \Delta t_\lambda \cdot \varepsilon_t, \quad (5.5)$$

$$\Delta t_\lambda = \frac{300 - 130}{\ln 2,308} = 203,3 ^\circ\text{C}.$$

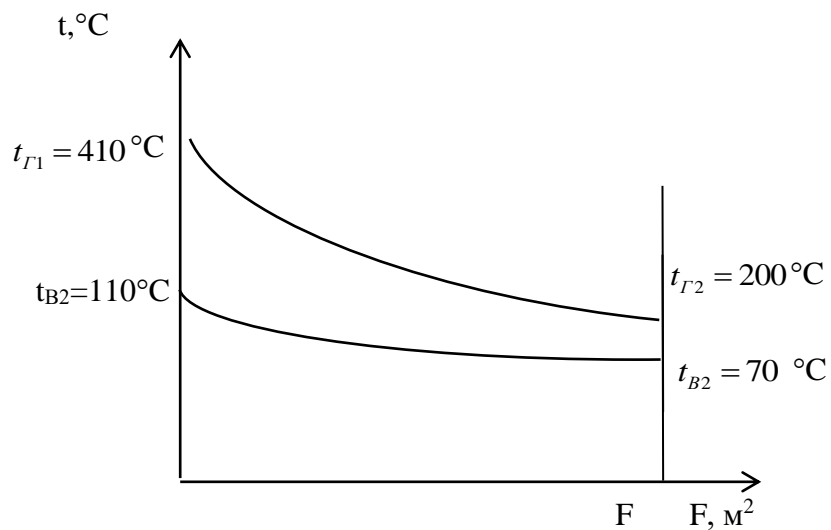


Рисунок 5.1 - Графік зміни температур теплоносіїв

де  $\varepsilon_t = 0,97$  поправка на перехресну течію згідно [7]

$$\Delta t = 203,3 \cdot 0,97 = 197,2 ^\circ\text{C}.$$

Приведений коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{np}$  віднесений до гладкої поверхні труб дорівнює [12],  $\text{Вт} / \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$  :

$$\alpha_{np} = \alpha_\kappa \left( \frac{H_p}{H} \cdot E \cdot \mu + \frac{H_{mp}}{H} \right) \cdot \Psi_p, \quad (5.6)$$

де  $\Psi_p = \frac{(D - d + 2D\delta_p)}{2dS_p} + 1 - \frac{\delta_p}{S_p}$  - коефіцієнт оребрення;  $D = d + 2h$ ;

$\delta_p = 0,001\text{м}$  - товщина ребра;

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$\frac{H_{mp}}{H} = \frac{1}{\psi_p} \left( 1 - \frac{\delta_p}{S_{p\delta}} \right) - \text{відношення площі міжреберних ділянок до повної площі поверхні}$$

оребреної труби;

$$\frac{H_p}{H} = 1 - \frac{H_{mp}}{H} - \text{відношення площі поверхні ребра до повної площі поверхні оребреної}$$

труби;

$E = 0,99$  - коефіцієнт ефективності ребра, визначається по номограмі (рис.1.3) [5]

Враховуючи що  $\psi_p = 4$ ;  $\frac{H_{mp}}{H} = 0,1875$ ;  $\frac{H_p}{H} = 0,8125$ ; отримуємо:

$$\alpha_{np} = 81 \cdot (0,8125 \cdot 0,99 + 0,1875) \cdot 4 = 321,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Згідно [5] коефіцієнт теплопередачі для поверхнь де відбувається нагрівання одного з теплоносіїв дорівнює:

$$k_{np} = \frac{\alpha_{np}}{1 + \varepsilon \alpha_{np}}, \quad (5.7)$$

де  $\varepsilon = 0,003$  – коефіцієнт забруднення.

$$k_{np} = \frac{321,4}{1 + 0,003 \cdot 321,4} = 163,6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необхідна площа теплообміну в розрахунку на гладкі труби

$$F = \frac{Q}{k_{np} \cdot \Delta t}, \quad (5.8)$$

де  $Q$  – задана теплова потужність водопідігрівача-утилізатора.

$$F = \frac{220000}{163,6 \cdot 197,2} = 6,8 \text{ м}^2.$$

Загальна кількість труб

$$n = \frac{F_{21}}{\pi \cdot d \cdot l}, \quad (5.9)$$

$$n = \frac{6,8}{3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,5} = 271,$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де  $l = 0,5 \text{ м}$  - висота оребрених труб, якою задаємося .

Кількість труб в поперечному ряді

$$n = \frac{a}{S_1} - 1, \quad (5.10)$$

$$n = \frac{200}{32} - 1 = 6,$$

де  $a$  - ширина охолоджувача в світлі, якою задаємося.

Кількість повздовжніх рядів труб утилізатора

$$Z = \frac{271}{6} = 46. [12]$$

Довжина утилізатора

$$l_{ym} = Z \cdot S_1 = 46 \cdot 32 = 1472 \text{ мм}$$

Величина площі живого перерізу по ходу руху димових газів

$$F_{non} = \left( 1 - \frac{1}{\frac{S_1}{d}} \left( 1 + 2 \frac{h}{S_{pб}} \frac{\delta_p}{d} \right) \right) \cdot a \cdot l, \quad (5.11)$$
$$F_{non} = \left( 1 - \frac{1}{2} \left( 1 + 2 \frac{4}{4} \frac{1}{16} \right) \right) \cdot 0,2 \cdot 0,5 = 0,0438 \text{ м}^2.$$

Швидкість димових газів в цьому перерізі

$$W = \frac{L_1}{3600 \cdot F_{non}}, \quad (5.12)$$

$$W = \frac{800}{3600 \cdot 0,0411} = 5,07 \approx 5 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

1,4 % не співпадає зі швидкістю, якою задалися на початку розрахунку, що допустимо.

### Аеродинамічний розрахунок

Аеродинамічний розрахунок проводиться з метою визначення перепаду тиску при русі потоку димових газів через теплообмінний пучок.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами цього розрахунку вибирається вентилятор для утилізації теплоти відхідних газів.

Аеродинамічний опір визначають інтегрально для всього пучка [12], Па:

$$\Delta P = Eu \cdot \bar{\rho} \cdot \bar{W}^2, \quad (5.13)$$

де  $Eu$  – критерій Ейлера;

$$Eu = A \cdot z \cdot C_z \cdot C_s \cdot \left( \frac{l_0}{d_{\text{екв}}} \right)^{0,3} \cdot Re^n$$

$\bar{\rho}$  – густина теплоносія, при середній температурі потоку;

$\bar{W}$  – середня швидкість потоку.

Еквівалентний діаметр перерізу каналу в світлі, де знаходиться утилізатор [12]

$$d_e = \frac{\left[ (S_1 - d_H) - \frac{2 \cdot h_p \cdot \delta_p}{S_p} \right]}{\frac{2 \cdot h_p}{S_p} + 1}, \quad (5.14)$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{\left[ (0,032 - 0,016) - \frac{2 \cdot 0,004 \cdot 0,001}{0,004} \right]}{\frac{2 \cdot 0,004}{0,004} + 1} = 0,0047 \text{ м.}$$

Визначальний розмір для трубних пучків

$$l_0 = \frac{\left( F_{mpl} \cdot d_H + \frac{F_{pl}^{1,5}}{\sqrt{\frac{2}{S_p}}} \right)}{(F_{pl} + F_{mpl})}, \quad (5.15)$$

де  $F_{\text{ТР1}}$  – площа міжреберних ділянок.

$$F_{mpl} = \pi \cdot d_H \cdot \left( 1 - \frac{\delta_p}{S_p} \right), \quad (5.16)$$

$$F_{mpl} = \pi \cdot 0,016 \cdot \left( 1 - \frac{0,001}{0,004} \right) = 0,038 \text{ м}^2.$$

$F_{\text{Р1}}$  – площа ребер

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{P1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h_p}{S_p} \cdot (d_H + h_p), \quad (5.17)$$

$$F_{P1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,004}{0,004} \cdot (0,016 + 0,004) = 0,126 \text{ м}^2.$$

$$l_0 = \frac{\left( 0,038 \cdot 0,016 + \frac{0,126^{1,5}}{\sqrt{\frac{2}{0,004}}} \right)}{(0,126 + 0,038)} = 0,016 \text{ м.}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l_0}{\nu}, \quad (5.18)$$

$$Re = \frac{5 \cdot 0,016}{53,54 \cdot 10^{-6}} = 1494 < 1,8 \cdot 10^5,$$

Критерій Ейлера для потоків теплоносіїв

Оскільки  $Re < 1,8 \cdot 10^5$ , то для шахового пучка параметри, що входять у формулу будуть мати наступні значення [12]:

$$A = 2,7;$$

$$n = -0,25;$$

$$C_s = 1,0;$$

$$C_z = 1,0.$$

Звідси

$$Eu = 2,7 \cdot 46 \cdot 1 \cdot \left( \frac{0,016}{0,0047} \right)^{0,3} \cdot 1494^{(-0,25)} = 28,8. \quad (5.19)$$

Аеродинамічний опір теплообмінного пучка

$$\Delta P = 28,8 \cdot 0,633 \cdot 5^2 = 455,8 \text{ Па.}$$

## 5.2 Вибір димососів

Для вибору димососу заданими величинами повинні бути об'ємна продуктивність та необхідний тиск.

Повний тиск димососу, Па, визначається за сумарним опором мережі димоходу, фільтрів, водопідігрівача підігрівача-утилізатора та іншого обладнання системи:

$$H = 1,1 \cdot \Delta P_{yt} + \Delta P_{zc},$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H = 1,1 \cdot 455,8 + 200 = 701,4 \text{ Па} \quad (5.20)$$

де  $\Delta P_{\text{ут}}$  – опір водопідігрівача-утилізатора, Па;

$\Delta P_{\text{зс}}$  – опір засувки (2 шт), Па.

Приймаю повний тиск димососа :  $H = 800 \text{ Па}$  .

За відомими витратами відхідних димових газів  $L_1=800 \text{ м}^3/\text{год}$  та повним тиском  $H_1 = 800 \text{ Па}$  вибираємо димосос ВД-2,7, характеристики якого представлені в таблиці 5.2.

Найбільш оптимальною є робота димососа з такими характеристиками в робочій точці:

- робочий тиск  $H_p = 800 \text{ Па}$  ;
- витрата відхідних газів  $L_1=800 \text{ м}^3/\text{год}$ ;
- витрата електроенергії максимальна  $N=1,5 \text{ кВт}$ .

Габаритні розміри димососа наступні:  $B=502 \text{ мм}$ ,  $H = 556 \text{ мм}$ ,  $L = 580 \text{ мм}$ .

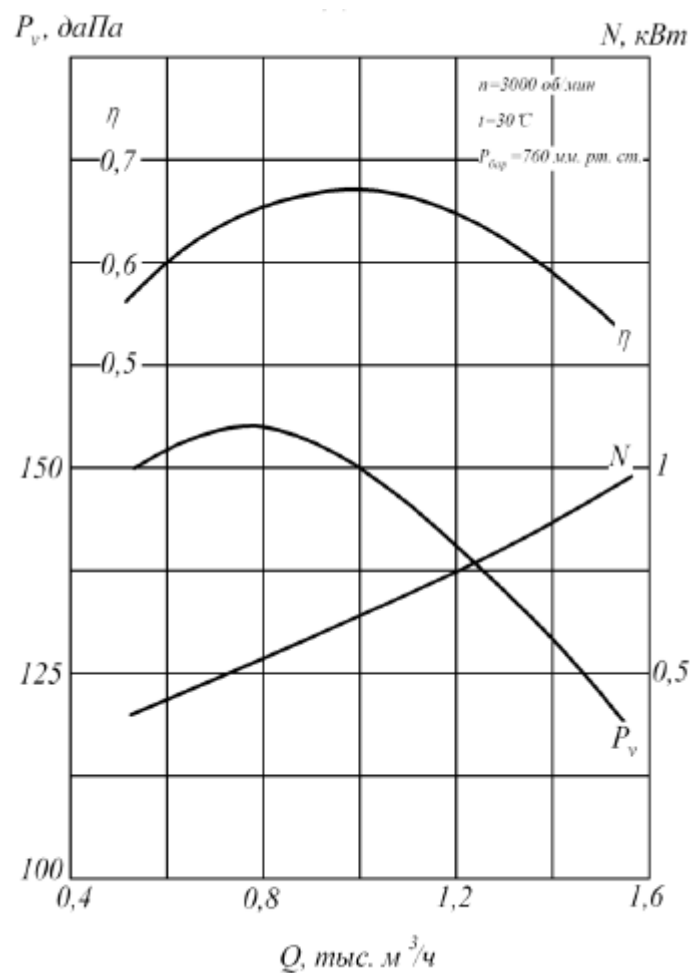


Рисунок 5.2 – Характеристики димососа ВД-2,7

### 5.3 Блок підготовки води. Вибір антикорозійної установки системи

#### теплопостачання

Для захисту обладнання і трубопроводів систем теплопостачання та ГВП від накипу, корозії і відкладень слугує протикорозійна електролізерна установка типу «Пульс В», поряд зі зм'якшуванням, обессоленням, деаерацією застосовують корекційну і стабілізаційну обробку різними реагентами. Проектом передбачено вибір та встановлення установки типу **Пульс В0111-1,5** для забезпечення очищення води системи, установка споживає 78 Вт, температура води, що оброблюється може становити до 150 °С, діаметр патрубка 50 мм. Дозуюча станція підключається до зворотнього трубопроводу, подача реагенту відбувається за допомогою плунжерного дозуючого насосу Serie ST-P артикул AP0006\*\*00100. В якості реагенту використовується інгібітор накипу і корозії IN-ECO 308 на основі лужних фосфатів та диспергентів. Активні компоненти нейтралізують вуглекислоту, підвищують рН, зв'язують іони заліза що знаходяться у воді, збільшують розчинність солей, перетворюючи їх в м'який концентрований шлам що видаляється під час продувок. В таблиці 4.2 представлені габарити установки.

Таблиця 5.2 – Габаритні розміри установки

Модель	Подпитка ном., м3/час	Габаритні розміри ДхШхВ,	DN лічильника підживлення, мм	Приєднання лічильника	Габаритна довжина лічильника, мм	Об'єм бака, л	Маса без реагентів в кг	Електричні параметри
<b>Пульс В0111-1,5</b>	1,5	1090х470х821	15	G1/2"	80	2х60	18,18	220В, 50Гц, 74Вт

#### Висновки з розділу 5

В даному розділі розраховано утилізатор теплоти відхідних димових газів хлібопекарних печей. Проведено аеродинамічний розрахунок утилізатора.

Обрано димососи марки ВД-2,7.

Підібрано блок водопідготовки. Обрано антикорозійну установку системи теплопостачання Пульс В0111-1,5.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

## 6 ІНДИВІДУАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ ПУНКТ

### 6.1 Опис схем вузлів опалення та гарячого водопостачання

#### Вузол опалення

Однією із схем, яка дозволяє економити теплову енергію є незалежна схема. При незалежній схемі система опалення приєднується до теплової мережі через поверхневий пластинчатий підігрівач. Система у цьому випадку працює під тиском власного розширювального баку. Наявність підігрівача у системі принципово дозволяє здійснити більш раціональний режим регулювання. Це особливо доцільно при наявності в графіку центрального регулювання зони постійної температури води. Циркуляція води в системі опалення здійснюється відцентровим насосом. Перевагою такої системи є також відсутність можливості потрапляння гострої мережної води в систему опалення будівлі.

Основний недолік системи – це велика вартість (порівняно, наприклад, з елеваторним вузлом) через наявність такого обладнання, як насос, підігрівач, розширювальний бак.

У даній системі встановлено щит управління насосами, вузол обліку теплової енергії, за допомогою яких можна проконтролювати всі стадії споживання тепла, а також врахувати такі фактори, як : температуру зовнішнього повітря, ізоляцію огорожень будівлі, теплову потужність системи опалення.

Для опалення житлового будинку приймається незалежна схема системи опалення з застосуванням автоматичного регулювання , зображена на рисунку 6.1.

Система складається з: регулятора температури води, встановленого на прямому трубопроводі до теплообмінного апарату; теплообмінного апарату , що створює незалежну схему приєднання; циркуляційного насосу; регулятора перепаду тиску, розміщеного на прямому трубопроводі; розширювального баку.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55





показаний).

### **Вузол гарячого водопостачання**

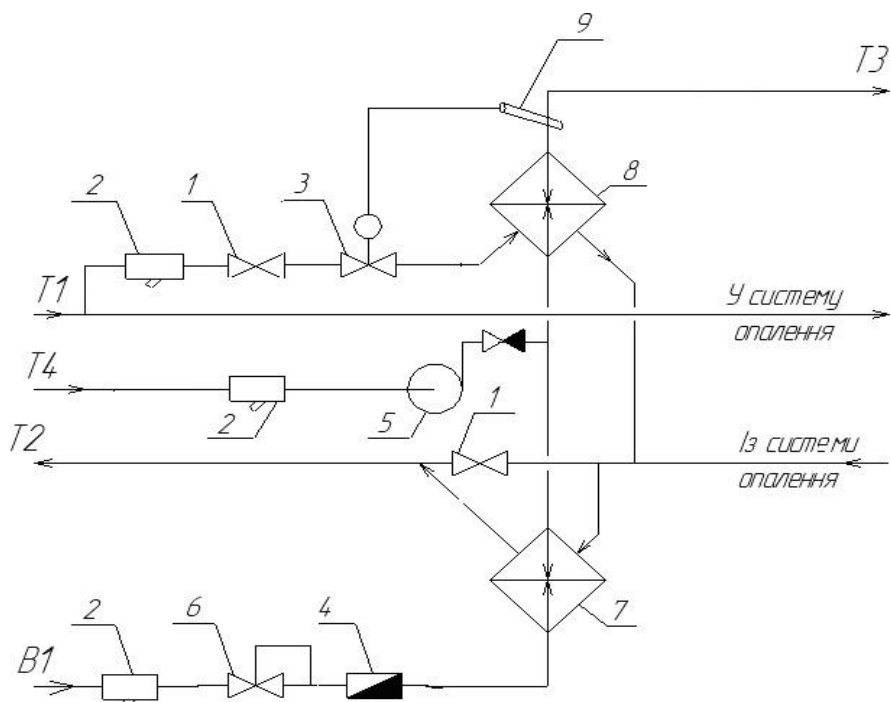
Гаряче водопостачання споживачів включене по двохступінчатій змішаній схемі , зображеній на рисунку 6.2. Вузол розраховується на максимальне навантаження споживачів на ГВП.

Система гарячого водопостачання складається з пластинчатого теплообмінника (7), який виконаний у вигляді моноблоку (перша і друга ступені виконані на одній рамі з проміжною плитою). Це робить конструкцію дешевою за рахунок зниження металоемності даного обладнання.

Мережна вода поступає до теплообмінника через фільтр – грязьовик (2), який зменшує вміст механічних домішок у воді. Далі теплоносій потрапляє регулятор температури гарячої водопровідної води (3). Даний пристрій знижує утворення накипу на пластинах теплообмінника, а також забезпечує безпечну температуру гарячої води для споживачів. В другій ступені (8) відбувається кінцевий нагрів водопровідної води до необхідної температури. Мережна вода, після цієї ступені, змішується з водою із зворотної магістралі і направляється на першу ступінь теплообмінника (7) у якій відбувається нагрів водопровідної води з початковою температурою 5<sup>0</sup>С(взимку). Охолоджена мережна вода поступає у зворотний трубопровід.

Водопровідна вода поступає у систему ГВП через регулятор тиску (6), який знижує тиск до проектного і підтримує його на цьому рівні постійно, забезпечуючи при цьому водорозбір, достатній для задоволення потреб. Після цього вода послідовно нагрівається у першій і в другій ступенях теплообмінника. У схемі застосована рециркуляція ГВП насосом 5.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- 1 – засувка;
- 2 – фільтр – грязьовик;
- 3 – регулятор температури;
- 4 – лічильник води;
- 5 – циркуляційний насос системи ГВП;
- 6 – регулятор тиску "після себе";
- 7 – підігрівач першої ступені,
- 8 – підігрівач другої ступені;
- 9 – датчик температури водопровідної води.

Рисунок 6.2 – Схема гарячого водопостачання

## 6.2 Розрахунок підігрівача системи опалення

Вихідні данні:

-загальне максимальне теплове навантаження на опалення  $Q_0 = 445,7$  кВт ;

-температура води у прямому мережному трубопроводі  $t_{\text{прям.1}} = 110^{\circ}\text{C}$  ;

-температура води у зворотньому мережному трубопроводі  $t_{\text{звор.1}} = 70^{\circ}\text{C}$  ;

-температура води у прямому трубопроводі місцевої системи опалення  
 $t_{\text{прям.2}} = 95^{\circ}\text{C}$  ;

-температура води у зворотньому трубопроводі місцевої системи опалення  
 $t_{\text{звор.2}} = 65^{\circ}\text{C}$  .

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Середньологарифмічна різниця температур

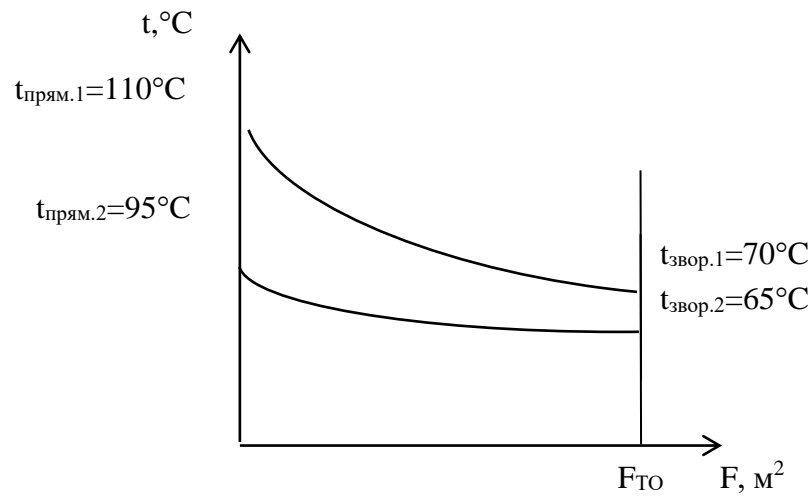


Рисунок 6.3 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} \quad (6.1)$$

більша різниця температур:

$$\begin{aligned} \Delta t_{\bar{o}} &= t_{\text{прям.1}} - t_{\text{прям.2}} \quad , \\ \Delta t_{\bar{o}} &= 110 - 95 = 15^{\circ}C. \end{aligned} \quad (6.2)$$

менша різниця температур:

$$\begin{aligned} \Delta t_m &= t_{\text{звор.1}} - t_{\text{звор.2}}, \\ \Delta t_m &= 70 - 65 = 5^{\circ}C, \\ \Delta \bar{t} &= \frac{15 - 5}{\ln \frac{15}{5}} = 9,1^{\circ}C. \end{aligned} \quad (6.3)$$

Середні температури та теплофізичні параметри теплоносіїв у каналах теплообмінника:

Вода зі сторони центральної мережі

$$\begin{aligned} t_{cp1} &= \frac{t_{\text{прям1}} + t_{\text{звор1}}}{2}, \\ t_{cp1} &= \frac{110 + 70}{2} = 90^{\circ}C. \end{aligned} \quad (6.4)$$

За  $t_{cp1} = 90^{\circ}C$  знаходимо теплофізичні параметри [13]:

$$\rho_1 = 965,3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_1 = 1,95; \nu_1 = 0,326 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_1 = 68 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Вода зі сторони місцевої мережі

$$t_{cp2} = \frac{t_{\text{прям}2} + t_{\text{звор}2}}{2}, \quad (6.5)$$

$$t_{cp2} = \frac{95 + 65}{2} = 80^{\circ}C.$$

За  $t_{cp2} = 80^{\circ}C$  знаходимо теплофізичні параметри [12]:

$$\rho_2 = 971,8 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \text{Pr}_2 = 2,21; \nu_2 = 0,365 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}; \lambda_2 = 67,4 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Середня температура стінки

$$t_c = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2}, \quad (6.6)$$

$$t_c = \frac{90 + 80}{2} = 85^{\circ}C$$

За  $t_c = 85^{\circ}C$  знаходимо теплофізичні параметри  $\text{Pr}_c = 2,08$  [13].

Витрати води у теплообміннику

$$G_{on1} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{\text{прям}1} - t_{\text{звор}1})}, \quad (6.7)$$

$$G_{on1} = \frac{445,7}{4,187 \cdot (110 - 70)} = 2,7 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$G_{on2} = \frac{Q_0}{c_p \cdot (t_{\text{прям}2} - t_{\text{звор}2})}, \quad (6.8)$$

$$G_{on2} = \frac{445,7}{4,187 \cdot (95 - 65)} = 3,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,6р [14].

Технічні характеристики пластини типу 0,6р представлено у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 - Технічна характеристика пластини 0,6р:

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри, $a \times b \times \delta^m$ , мм	1375x600x1
Поверхня теплообміну, $F_{пл}, \text{м}^2$	0,6
Вага (маса) $m$ , кг	5,8

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 6.1

Щілинні канали	
Змочуваний периметр каналу, м	1,188
Зазор для проходу робочого тіла в каналі, м	0,0045
Еквівалентний діаметр каналу, $d_e, \text{м}$	0,0083
Площа перерізу каналу, $f_{nl}, \text{м}^2$	0,00245
Найбільший умовний діаметр штуцера, $D_{ш}, \text{мм}$	65(80)
Коефіцієнт теплопровідності стінки, $\lambda_{cm}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	22
Гідравлічний коефіцієнт, с	15
Приведена довжина каналу, $L_{пр}, \text{м}$	1,01

*Швидкість теплоносіїв у каналах*

Кількість каналів одного ходу зі сторони центральної мережі приймаємо рівним  $z_1 = 3$ .

Зі сторони місцевої мережі  $z_2 = z_1 = 3$  [11,14];

$$W_1 = \frac{G_{on1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (6.9)$$

$$W_1 = \frac{2,7}{3 \cdot 0,00245 \cdot 965,3} = 0,38 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$W_2 = \frac{G_{on2}}{z_2 \cdot f \rho_2}, \quad (6.10)$$

$$W_2 = \frac{3,5}{4 \cdot 0,00245 \cdot 971,8} = 0,49 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}_1^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_1}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (6.11)$$

$$A_1 = 0,1 \frac{68 \cdot 10^{-2}}{(0,326 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 1,95^{0,43} \left( \frac{1,95}{2,08} \right)^{0,25} = 4848.$$

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}_2^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (6.12)$$

$$A_2 = 0,1 \frac{67,4 \cdot 10^{-2}}{(0,365 \cdot 10^{-6})^{0,73}} 2,21^{0,43} \left( \frac{2,21}{2,08} \right)^{0,25} = 4832.$$

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К)

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (6.13)$$

$$\alpha_1 = 4848 \frac{0,38^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 8723 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (6.14)$$

$$\alpha_2 = 4832 \frac{0,49^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 10467 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м<sup>2</sup> · К)

$$k = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (6.15)$$

де  $\beta_1$  - поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі, приймається в межах  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95$ ;

$R_3$  - термічний опір забрудненого шару, приймаємо  $R_3 = 0,0002 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ ,

$$k = \frac{0,92}{\frac{1}{8723} + \frac{1}{10467} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 2019 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Площа поверхні нагріву

$$F = \frac{Q_0}{k \Delta t}, \quad (6.16)$$

$$F = \frac{445,7 \cdot 10^3}{2019 \cdot 9,1} = 24,3 \text{ м}^2.$$

Кількість пластин підігрівача

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (6.17)$$

$$z_{nl} = \frac{26,5}{0,6} = 41 \text{ шт.}$$

Кількість ходів у теплообміннику

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (6.18)$$

$$x = \frac{41 - 1}{3 + 3} = 7 \text{ ходів.}$$

Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (6.19)$$

$$z_{nl} = 7 \cdot 3 + 7 \cdot 3 + 1 = 43 \text{ шт.}$$

Сумарна площа нагріву теплообмінника

$$F_1 = F_{nl} z_{nl}, \quad (6.20)$$

$$F_1 = 0,6 \cdot 43 = 25,8 \text{ м}^2.$$

Гідравлічний розрахунок

Число Рейнольдса

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1}, \quad (6.21)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,38 \cdot 0,0083}{0,326 \cdot 10^{-6}} = 9675.$$

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_2}{\nu_2}, \quad (6.22)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,49 \cdot 0,0083}{0,365 \cdot 10^{-6}} = 11142.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (6.23)$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{9675^{0,25}} = 1,51.$$

$$\lambda_2 = \frac{c}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (6.24)$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{11142^{0,25}} = 1,46.$$

Втрата тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.25)$$

$$\Delta P_1 = 1,51 \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{6 \cdot 965,3 \cdot 0,38^2}{2} = 76837 \text{ Па.}$$

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (6.26)$$

$$\Delta P_2 = 1,46 \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{6 \cdot 971,8 \cdot 0,49^2}{2} = 124362 \text{ Па.}$$

*Розрахунок діаметрів патрубків для приєднання теплоносіїв*

Приймаємо найбільшу швидкість руху теплоносія  $W_{\max} = 1,5 \frac{m}{c}$ .

Патрубок мережної води

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on1}}{\pi \cdot \rho_1 \cdot W_{\max}}}, \quad (6.27)$$

$$D_{on1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,7}{\pi \cdot 965,3 \cdot 1,5}} = 0,049 \text{ м}$$

За ГОСТ 3262-75 приймаємо сталю водогазопровідну трубу зовнішнім діаметром 56 мм., товщиною 3 мм.

Патрубок внутрішньої системи опалення

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{on2}}{\pi \cdot \rho_2 \cdot W_{\max}}}, \quad (6.28)$$

$$D_{on2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,5}{\pi \cdot 971,8 \cdot 1,5}} = 0,055 \text{ м}$$

За ГОСТ 10705-80 приймаємо сталю водогазопровідну трубу зовнішнім діаметром 63 мм., товщиною 3 мм.

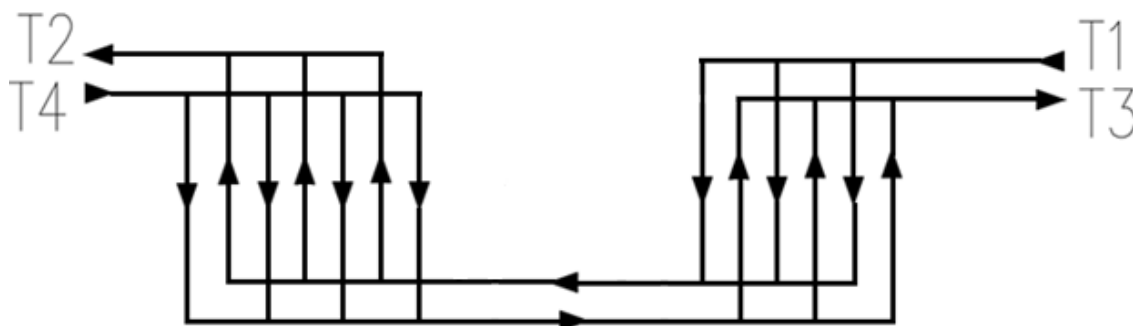
Схема компоновки теплообмінника :

$$C_x \frac{3+3+3+3+3+3+3}{4+3+3+3+3+3+3}.$$

Принципову схему руху теплоносіїв та приєднання патрубків показано на рисунку 6.4.

Таблиця 6.2 – Характеристика теплообмінника системи опалення

Найменування	Одиниця вимірювання	Значення
1 Коефіцієнт теплопередачі	$\frac{Вт}{м^2С}$	2019
2 Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	25,8
3 Втрата тиску з мережної сторони	Па	76837
4 Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	124362
5 Кількість ходів	шт	7
6 Кількість пластин	шт	43
7 Діаметр патрубків мережної води	мм	50
8 Діаметр патрубків внутрішньої системи опалення	мм	57



T1 – вода з теплової мережі; T2 – вода у теплову мережу;

T3 – вода у систему опалення; T4 – вода з системи опалення.

Рисунок 6.4 – Принципова схема двох останніх ходів теплообмінника системи опалення

### 6.3 Розрахунок двоступеневого підігрівача системи гарячого водопостачання

#### Розрахунок навантажень на ступені підігрівача ГВП

Схему приєднання водопідігрівачів (рис.6.2) гарячого водопостачання в закритих системах тепlopостачання вибираємо в залежності від співвідношення максимального потоку теплоти на гаряче водопостачання  $Q_{\max \text{ зв}}$  і максимального потоку теплоти на опалення  $Q_{o \max}$ :

$$\frac{Q_{\max \text{ зв}}}{Q_{o \max}} = \frac{260,7}{445,7} = 0,58; 0,2 < \frac{Q_{\max \text{ зв}}}{Q_{o \max}} = 0,58 < 1 - \text{двохступінчата схема [11].}$$

Вихідні данні:

а) загальна максимальна теплова потужність на гаряче водопостачання  $Q_{\text{звн}}^{\max} = 260,7 \text{ кВт}$ ;

б) розрахункова температура води:

– у прямому трубопроводі теплової мережі  $t_{\text{прям.1}}^p = 110^\circ \text{C}$ ;

– у зворотному трубопроводі теплової мережі  $t_{\text{звор.1}}^p = 70^\circ \text{C}$ .

Середня температура води в опалювальних приладах,  $^\circ \text{C}$

$$t_{\text{он.ср}}^p = \frac{t_{\text{прям.2}}^p + t_{\text{звор.2}}^p}{2}; \quad (6.29)$$

$$t_{\text{он.ср}}^p = \frac{95 + 65}{2} = 80^\circ \text{C}.$$

Опалювальний коефіцієнт [7]

$$\Phi_{\text{он}}^{\text{зл}} = \frac{t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{вн}} - \frac{0,4 \cdot n}{1 + n} (t_{\text{он.ср}}^p - t_{\text{вн}}^p)}{t_{\text{прям.1}}^p - t_{\text{вн}}^p}, \quad (6.30)$$

де  $t_{\text{прям.1}}^{\min} = 70^\circ \text{C}$  – мінімальна температура мережної води в точці зламу температурного графіка;

$t_{\text{вн}}^p = 22^\circ \text{C}$  – розрахункова температура повітря всередині приміщення;

$n = 0,32$  – коефіцієнт, який приймається при русі води в опалювальних пристроях зверху вниз,

$$\phi_{on}^{3l} = \frac{70 - 22 - \frac{0,4 \cdot 0,32}{1 + 0,32} \cdot (80 - 22)}{110 - 22} = 0,48$$

Температура зовнішнього повітря у точці зламу температурного графіка, °C

$$t_3^{3l} = t_{вн}^p - \phi_{on}^{3l} (t_{вн}^p - t_{p.o}^p), \quad (6.31)$$

де  $t_{p.o} = -22^\circ\text{C}$  – розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення в холодний період.

$$t_3^{3l} = 22 - 0,48 \cdot (22 + 22) = 0,88^\circ\text{C}.$$

Температура мережної води у зворотному трубопроводі, °C

$$t_{звор.1}^{min} = t_{прям.1}^{min} - (t_{прям.1}^p - t_{звор.1}^p) \frac{t_{вн}^p - t_3^{3l}}{t_{вн}^p - t_{p.o}^p}, \quad (6.32)$$

$$t_{звор.1}^{min} = 70 - (110 - 70) \frac{22 - 0,88}{22 + 22} = 45^\circ\text{C}.$$

Температура нагрітої води після першої ступені підігрівача, °C

$$t_n = t_{звор.1}^{min} - \delta, \quad (6.33)$$

де  $\delta$  – недогрів місцевої води,  $\delta = 6 \dots 10^\circ\text{C}$ . Приймаємо  $\delta = 10^\circ\text{C}$ , тоді

$$t_n = 45 - 10 = 35^\circ\text{C}.$$

Теплова потужність водонагрівачів, кВт

а) Теплова потужність першої ступені:

$$Q_1 = Q_{звн}^{max} \frac{t_n - t_x}{t_{звн} - t_x}, \quad (6.34)$$

$$Q_1 = 260,7 \cdot \frac{35 - 5}{55 - 5} = 156,4 \text{ кВт},$$

б) Теплова потужність другої ступені:

$$Q_2 = Q_{звн}^{max} - Q_1; \quad (6.35)$$

$$Q_2 = (260,7 - 156,4) \cdot 10^3 = 104,3 \text{ кВт}.$$

Масова витрата води на ГВП у ступенях підігрівача, кг/с :

а) перша ступінь

$$G_{з.в.1} = \frac{Q_1}{c_p \cdot (t_n - t_x)}, \quad (6.36)$$

$$G_{z.6.1} = \frac{156,4 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (35 - 5)} = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

б) друга ступінь

$$G_{z.6.2} = G_{z.6.1} + 0,1 \cdot G_{z.6.1}, \quad (6.36a)$$

$$G_{z.6.2} = 1,25 + 0,1 \cdot 1,25 = 1,375 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата мережної води у другій ступені підігрівача гарячої води:

$$G_2 = \frac{Q_2}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{звор.1}}^{\min})}; \quad (6.37)$$

$$G_2 = \frac{104,3 \cdot 10^3}{4,187 \cdot 10^3 \cdot (70 - 45)} = 1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрати теплоти на опалення при температурі зовнішнього повітря, що дорівнює температурі у точці зламу:

$$Q_o^{3l} = Q_o \frac{t_{\text{вн}}^p - t_3^{3l}}{t_{\text{вн}}^p - t_{p.o}}, \quad (6.38)$$

$$Q_o^{3l} = 445,7 \cdot 10^3 \cdot \frac{22 - 0,88}{22 + 22} = 213,9 \text{ кВт}.$$

Витрата мережної води на опалення у точці зламу:

$$G_o^{3l} = \frac{Q_o^{3l}}{c_p (t_{\text{прям.1}}^{\min} - t_{\text{звор.1}}^{\min})}, \quad (6.39)$$

$$G_o^{3l} = \frac{213,9 \cdot 10^3}{4187 \cdot (70 - 45)} = 2,04 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Сумарна витрата мережної води на першу ступінь водонагрівача:

$$G_1 = \varphi (G_2 + G_o^{3l}), \quad (6.40)$$

де  $\varphi = 0,7$  – коефіцієнт запасу, який враховує витрату мережної води, котра не попадає у першу ступінь водонагрівача,

$$G_{Г1} = 0,7(1 + 2,04) = 2,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Температура мережної води на виході з першої ступені підігріву:

$$t_2^I = t_{\text{звор.1}}^{\min} - \frac{Q_1}{c_p \cdot G_{Г1}}, \quad (6.41)$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_2' = 45 - \frac{156,4 \cdot 10^3}{4187 \cdot 3,04} = 32,7^\circ\text{C}.$$

### Розрахунок першої ступені підігрівача ГВП

Для теплообмінного апарату приймаємо тип пластин 0,6р. [14]

Таблиця 6.3 – Технічна характеристика пластин 0,6р

Показник	Значення
Пластина	
Габаритні розміри $a \times b \times \delta^m$ , мм	1375×300×1
Поверхня теплообміну $F_{nl}, \text{м}^2$	0,6
Вага (маса) $m$ , кг	5,8
Щілинні канали	
Еквівалентний діаметр каналу $d_e$ , м	0,0083
Площа перерізу каналу $f_{nl}, \text{м}^2$	0,00245
Найбільший умовний діаметр штуцера $D_{ш}$ , мм	200
Коефіцієнт теплопровідності стінки $\lambda_{ст}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	22
Гідрравлічний коефіцієнт $c$	15
Приведена довжина каналу $L_{пр}$ , м	1,01

Середньологарифмічна різниця температур

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (6.42)$$

де більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = 32,7 - 5 = 4,9^\circ\text{C},$$

а менша різниця температур:

$$\Delta t_{\text{м}} = 45 - 35 = 9^\circ\text{C}.$$

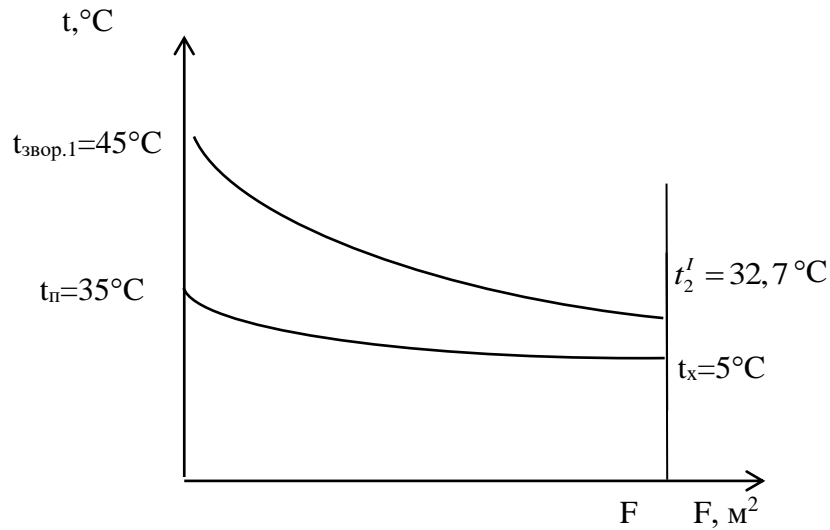


Рисунок 6.5 – Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{9 - 4,9}{\ln \frac{9}{4,9}} = 17,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Швидкість мережної води в каналі

$$W_1 = \frac{G_{Г1}}{z_1 \cdot f_1 \rho_1}, \quad (6.43)$$

де  $\rho_1$  - густина води, кг/м<sup>3</sup> згідно [13] приймаємо

$$\rho_1 = f \left( t_{cp1} = \frac{t_2^{II} + t_2^I}{2} = \frac{45 + 32,7}{2} = 38,9^\circ\text{C} \right) = 992,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$z_1$  – кількість каналів в теплообміннику з гріючої сторони, приймаємо  $z_1 = 2$  шт;

$$W_1 = \frac{2,1}{2 \cdot 0,00245 \cdot 992,6} = 0,43 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (6.44)$$

приймаємо згідно [13] по  $t_{cp1} = 38,9^\circ\text{C}$ :

$$\text{Pr}_1 = 4,43, \quad \nu_1 = 0,675 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}, \quad \lambda_1 = 63,3 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}),$$

$$\text{Pr}_{cp} = f \left( t_{cp3} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{38,9 + 20}{2} = 29,45^\circ\text{C} \right) = 5,51$$

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_1 = 0,1 \cdot \frac{63,3 \cdot 10^{-2}}{(0,675 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 4,43^{0,43} \cdot \left( \frac{4,43}{5,51} \right)^{0,25} = 3633.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (6.45)$$

$$\alpha_1 = 3633 \cdot \frac{0,43^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 7154 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Швидкість води в каналі, що нагрівається

$$W_2 = \frac{G_H}{z_2 \cdot f_1 \cdot \rho_2}, \quad (6.46)$$

$\rho_2$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>, згідно [13] приймаємо

$$\rho_2 = f \left( t_{cp2} = \frac{t_x + t_n}{2} = \frac{5 + 35}{2} = 20^\circ \text{C} \right) = 998,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$z_2$  – кількість каналів в теплообміннику зі сторони, що нагрівається, приймаємо

$z_1 = z_2 = 2$  шт.;

$$W_2 = \frac{1,25}{2 \cdot 0,00245 \cdot 998,2} = 0,26 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Температурний множник:

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (6.47)$$

приймаємо згідно [13] по  $t_{cp2} = 20^\circ \text{C}$ :

$$\text{Pr}_2 = 7,02, \nu_2 = 1,006 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}, \lambda_2 = 59,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}),$$

$$A_2 = 0,1 \cdot \frac{59,9 \cdot 10^{-2}}{(1,006 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 7,02^{0,43} \left( \frac{7,02}{5,51} \right)^{0,25} = 3514.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_s^{0,27}}, \quad (6.48)$$

$$\alpha_2 = 3514 \frac{0,26^{0,73}}{0,0083^{0,27}} = 4793 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (6.49)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$ ;

$R_3$  - термічний опір забрудненого слою, приймаємо  $R_3 = 0,0002 \frac{m^2 \cdot K}{Bm}$ .

$$K = \frac{0,92}{\frac{1}{7154} + \frac{1}{4793} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1549 \frac{Bt}{m^2 \cdot K}.$$

Площа поверхні теплообміну,  $m^2$ :

$$F_1 = \frac{Q_1}{\kappa_1 \Delta t}, \quad (6.50)$$

$$F_1 = \frac{156,4 \cdot 10^3}{1549 \cdot 17,4} = 5,8 \text{ м}^2$$

Кількість пластин підігрівача, які передають теплоту

$$z_{nl} = \frac{F_1}{F_{nl}}, \quad (6.51)$$

$$z_{nl} = \frac{5,8}{0,6} = 10.$$

Кількість ходів у теплообміннику

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (6.52)$$

$$x = \frac{10 - 1}{2 + 2} = 3.$$

Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (6.53)$$

$$z_{nl} = 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 1 = 13$$

Сумарна площа нагріву теплообмінника,  $m^2$

$$F_1 = F_{nl} \cdot z_{nl}, \quad (6.54)$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_1 = 0,6 \cdot 13 = 7,8 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (6.55)$$

де  $c_1 = c_2 = 15$ , а число Рейнольдса можна розрахувати за формулою

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_3}{\nu_1},$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,43 \cdot 0,0083}{0,675 \cdot 10^{-6}} = 5287.$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{5287^{0,25}} = 1,76.$$

Втрата тиску у каналах теплообмінника з мережної сторони

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \cdot \frac{L_{np1}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.56)$$

$$\Delta P_1 = 1,76 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{3 \cdot 992,6 \cdot 0,43^2}{2} = 58960 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя:

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (6.57)$$

де  $c_2 = c_1 = 15$ , а число Рейнольдса можна розрахувати за формулою

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_3}{\nu_2},$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,26 \cdot 0,0083}{1,006 \cdot 10^{-6}} = 2145,$$

$$\lambda_2 = \frac{15}{2145^{0,25}} = 2,2$$

Втрата тиску у каналах із сторони води, яка нагрівається

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np2}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (6.58)$$

$$\Delta P_2 = 2,2 \cdot \frac{1,01}{0,0083} \cdot \frac{3 \cdot 998,2 \cdot 0,26^2}{2} = 27097 \text{ Па}.$$

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Схема компоновки теплообмінного апарата

$$C_x \frac{2+2+2}{3+2+2}$$

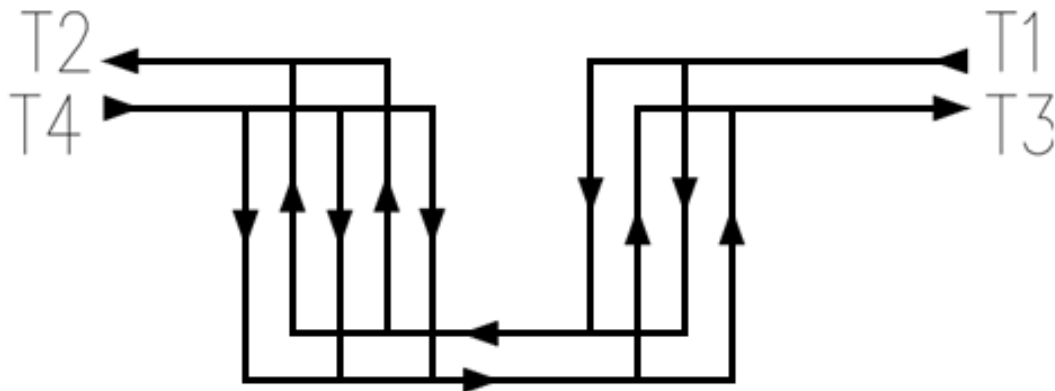


Рисунок 6.6 – Схема компоновки двох останніх ходів першої ступені підігрівача ГВП

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 6.4

Таблиця 6.4 – Характеристики теплообмінника першої ступені підігріву

Найменування	Одиниці	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/( м <sup>2</sup> *К)	1549
2. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	7,8
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	58960
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	27097
5. Кількість ходів	шт.	3
6. Кількість пластин	шт.	13

### Розрахунок другої ступені підігрівача ГВП

Середня логарифмічна різниця температур

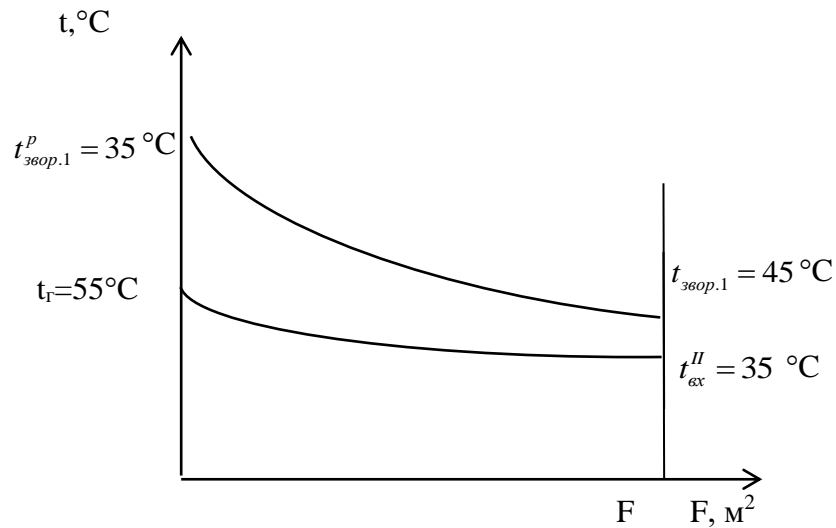


Рисунок 6.7 - Графік зміни температур теплоносіїв

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}}}, \quad (6.59)$$

– більша різниця температур:

$$\Delta t_{\delta} = 70 - 55 = 15^{\circ}C,$$

– менша різниця температур:

$$\Delta t_{\mathcal{M}} = 45 - 35 = 10^{\circ}C,$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{15 - 10}{\ln \frac{15}{10}} = 12,33^{\circ}C.$$

Швидкість мережної води в каналі

$$W_1 = \frac{G_2}{z_1 \cdot f_1 \cdot \rho_1}, \quad (6.60)$$

де  $\rho_1$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>, згідно [13] приймаємо

$$\rho_1 = f \left( t_{cp1} = \frac{t_{нрям.1} + t_{звop.1}}{2} = \frac{70 + 45}{2} = 57,5^{\circ}C \right) = 984,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

$z_1$  – кількість каналів в теплообміннику з гріючої сторони, приймаємо  $z_1 = 2$  шт;

$$W_1 = \frac{1}{2 \cdot 0,00285 \cdot 984,4} = 0,36 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температурний множник

$$A_1 = 0,1 \frac{\lambda_1}{\nu_1^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (6.61)$$

приймаємо згідно [13]  $t_{cp1} = 57,5^\circ \text{C}$ :

$$\text{Pr}_1 = 3,08; \quad \nu_1 = 0,498 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}, \quad \lambda_1 = 65,6 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}),$$

$$\text{Pr}_{cm} = f \left( t_{cp3} = \frac{t_{cp1} + t_{cp2}}{2} = \frac{57,5 + 45}{2} = 51,25^\circ \text{C} \right) = 3,46.$$

$$A_1 = 0,1 \cdot \frac{65,6 \cdot 10^{-2}}{(0,498 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 3,08^{0,43} \cdot \left( \frac{3,08}{3,46} \right)^{0,25} = 4125.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від мережної води до стінки

$$\alpha_1 = A_1 \frac{W_1^{0,73}}{d_e^{0,27}}, \quad (6.62)$$

$$\alpha_1 = 4125 \cdot \frac{0,36^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 6980 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Швидкість води в каналі, що нагрівається

$$W_2 = \frac{G_{z,6.2}}{z_2 \cdot f_1 \rho_2}; \quad (6.63)$$

$\rho_2$  – густина води, кг/м<sup>3</sup>, по таблиці [13] приймаємо

$$\rho_2 = f \left( t_{cp2} = \frac{t_{II} + t_{I}}{2} = \frac{35 + 55}{2} = 45^\circ \text{C} \right) = 990,1 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3},$$

$z_2$  – кількість каналів в теплообміннику зі сторони, що нагрівається,  
приймає:  $z_2 = z_1 = 2$  шт.

$$W_2 = \frac{1,375}{2 \cdot 0,00285 \cdot 990,1} = 0,49 \text{ м/с}.$$

Температурний множник

$$A_2 = 0,1 \frac{\lambda_2}{\nu_2^{0,73}} \text{Pr}^{0,43} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_c} \right)^{0,25}, \quad (6.64)$$

приймаємо згідно [13]  $t_{cp2} = 45^\circ \text{C}$

$$\text{Pr}_2 = 3,93; \quad \nu_2 = 0,608 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}; \quad \lambda_2 = 65,4 \cdot 10^{-2} \text{ Вт} / (\text{м} \cdot \text{К}).$$

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A_2 = 0,1 \cdot \frac{65,4 \cdot 10^{-2}}{(0,608 \cdot 10^{-6})^{0,73}} \cdot 3,93^{0,43} \cdot \left( \frac{3,93}{3,46} \right)^{0,25} = 4195.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води, яка нагрівається

$$\alpha_2 = A_2 \frac{W_2^{0,73}}{d_2^{0,27}}, \quad (6.65)$$

$$\alpha_2 = 4195 \cdot \frac{0,49^{0,73}}{0,009^{0,27}} = 8891 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$

$$\kappa = \frac{\beta_1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3}, \quad (6.66)$$

де  $\beta_1$  – поправка, яка враховує нерівномірність поля швидкостей в прохідному перерізі; приймаємо  $\beta_1 = 0,92 \dots 0,95 = 0,92$ ,

$R_3$  - термічний опір забрудненого слою, приймаємо  $R_3 = 0,0002 \frac{\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{С}}{\text{Вт}}$ .

$$\kappa = \frac{0,92}{\frac{1}{6980} + \frac{1}{8891} + \frac{0,001}{22} + 0,0002} = 1836 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Площа поверхні нагріву,  $\text{м}^2$ :

$$F = \frac{Q_2}{\kappa \Delta t}, \quad (6.67)$$

$$F = \frac{104,3 \cdot 10^3}{1836 \cdot 12,33} = 4,61 \text{ м}^2.$$

Кількість пластин підігрівача:

$$z_{nl} = \frac{F}{F_{nl}}, \quad (6.68)$$

$$z_{nl} = \frac{4,61}{0,5} = 10 \text{ шт.}$$

Кількість ходів у теплообміннику:

$$x = \frac{z_{nl} - 1}{z_1 + z_2}, \quad (6.69)$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$x = \frac{10-1}{2+2} = 3.$$

Загальна кількість пластин

$$z_{nl} = x \cdot z_1 + x \cdot z_2 + 1, \quad (6.70)$$

$$z_{nl} = 3 \cdot 2 + 3 \cdot 2 + 1 = 13 \text{ шт.}$$

Сумарна площа нагріву теплообмінника, м<sup>2</sup>

$$F_2 = F_{nl} \cdot z_{nl}, \quad (6.71)$$

$$F_2 = 0,5 \cdot 13 = 6,5 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (6.72)$$

де число Рейнольдса можна розрахувати по формулі

$$\text{Re}_1 = \frac{W_1 d_9}{\nu_1},$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,36 \cdot 0,009}{0,498 \cdot 10^{-6}} = 6506$$

$$\lambda_1 = \frac{15}{6506^{0,25}} = 1,67.$$

Втрата тиску у каналах з мережної сторони, Па

$$\Delta P_1 = \lambda_1 \frac{L_{np1}}{d_9} \cdot \frac{x \cdot \rho_1 \cdot W_1^2}{2}, \quad (6.73)$$

$$\Delta P_1 = 1,67 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{3 \cdot 984,4 \cdot 0,36^2}{2} = 28407 \text{ Па.}$$

Коефіцієнт гідравлічного тертя

$$\lambda_2 = \frac{c_2}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (6.74)$$

де  $c_2 = c_1 = 15$ , а число Рейнольдса можна розрахувати по формулі

$$\text{Re}_2 = \frac{W_2 d_9}{\nu_2},$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,49 \cdot 0,009}{0,608 \cdot 10^{-6}} = 7253$$

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda_2 = \frac{15}{7253^{0,25}} = 1,63.$$

Втрата тиску у каналах зі сторони води, яка нагрівається, Па

$$\Delta P_2 = \lambda_2 \frac{L_{np2}}{d_3} \cdot \frac{x \cdot \rho_2 \cdot W_2^2}{2}, \quad (6.75)$$

$$\Delta P_2 = 1,63 \cdot \frac{0,8}{0,009} \cdot \frac{3 \cdot 990,1 \cdot 0,49^2}{2} = 51665 \text{ Па.}$$

Схема компоновки теплообмінного апарата

$$C_x \frac{2+2+2}{3+2+2}.$$

Характеристики вибраного теплообмінника зведені у таблицю 6.5

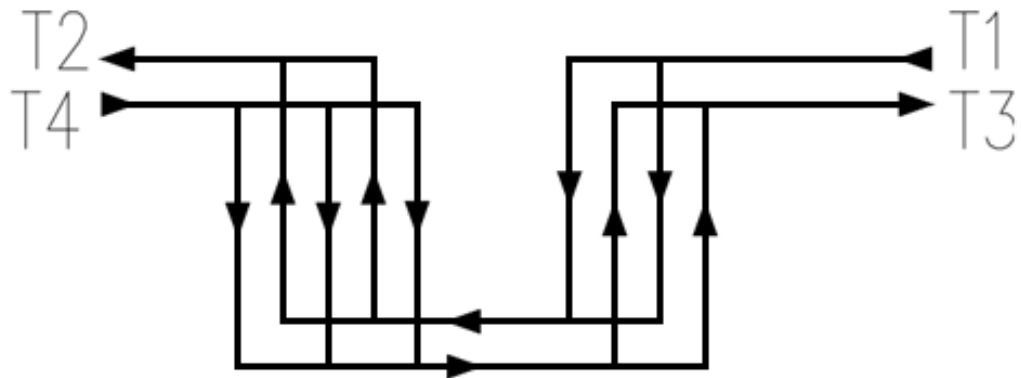


Рисунок 6.8 – Схема компоновки останніх двох ходів другої ступені підігрівника ГВП

Таблиця 6.5 – Характеристики другої ступені підігрівача ГВП

Найменування	Одиниці	Значення
1. Коефіцієнт теплопередачі	Вт/( м <sup>2</sup> К)	1836
2. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	6,5
3. Втрата тиску з мережної сторони	Па	28407
4. Втрата тиску із сторони води, яка нагрівається	Па	51665
5. Кількість ходів	шт.	3
6. Кількість пластин	шт.	13



Таблиця 6.6 – Характеристики теплообмінника системи ГВП

Найменування	Одиниці	Значення
1. Загальна поверхня теплообміну	м <sup>2</sup>	
- першої ступені		7,8
- другої ступені		6,5
2. Кількість ходів	шт.	
- першої ступені		3
- другої ступені		3
3. Кількість пластин	шт.	
- першої ступені		10
- другої ступені		10

#### 6.4 Вибір діаметрів трубопроводів у межах теплового пункту

Розглянемо трубопровід холодної води для системи гарячого водопостачання у межах ТП.

Витрата теплоносія  $G_{z.g}^I = 1,25 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ ,

Довжина ділянки трубопроводу  $l = 5 \text{ м}$ ;

Температура холодної води у холодний період року  $t_{x.1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

Діаметр трубопроводу холодної води визначаю з рівняння суцільності :

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{G_{z.g}^I}{\rho \omega_g}}, \quad (6.47)$$

де  $\omega_g$  - швидкість гарячої води у трубопроводі, приймаю  $\omega = 1 \text{ м/с}$

$\rho_g$  - густина води,  $\rho_g = 999,8 \text{ кг/м}^3$ , при температурі гарячої води  $t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,

$G_{z.g}^I$  - масова витрата холодної води, кг/с

$$d_{\text{вн}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{1,25}{999,8 \cdot 1}} = 0,04 \text{ м}$$

приймаємо діаметр  $D_y = 0,04 \text{ м}$ .

Уточнюємо швидкість води:

$$\omega_g = \frac{4 \cdot G_{z.g}^I}{\rho \cdot \pi \cdot D_y^2} = \frac{4 \cdot 1,25}{999,8 \cdot 3,14 \cdot 0,04^2} = 1 \text{ м/с} \quad (6.48)$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрати тиску у трубопроводі холодної води в межах ТП

Визначаю дійсні втрати тиску  $\Delta P$ ,  $\kappa\text{Па}$ , на ділянці теплової мережі від теплового пункту до теплової камери для подавального трубопроводу гарячої води [11]:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{лін}} + \Sigma \Delta P_{\text{м}}, \quad (6.49)$$

де  $\Delta P_{\text{лін}}$  – лінійні втрати тиску,  $\text{Па}$ ;

$\Delta P_{\text{м}}$  – місцеві втрати тиску,  $\kappa\text{Па}$ .

Лінійні втрати тиску (втрати тиску по довжині)  $\Delta P_{\text{л}}$ ,  $\kappa\text{Па}$ :

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\omega_{\text{г}}^2 \cdot \rho_{\text{г}}}{2} \cdot l, \quad (6.50)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт гідравлічного тертя;

$d$  – внутрішній діаметр трубопроводу,  $d = 0,04$  м;

$\omega_{\text{г}}$  – швидкість води в трубопроводі,  $\omega_{\text{г}} = 1$  м/с;

$l$  – довжина даної ділянки трубопроводу, 5 м;

$\rho$  – густина води при температурі  $t = 5$  °С,  $\rho_{\text{г}} = 999,8$  кг/м<sup>3</sup>.

Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{K_{\text{е}}}{d_{\text{екв}}} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (6.51)$$

де  $K_{\text{а}}$  - абсолютна еквівалентна шорсткість внутрішньої поверхні труб, для сталевих труб  $K_{\text{е}} = 0,2$  мм :

Число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega_{\text{г}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (6.52)$$

Де  $\nu$  - кінематична в'язкість води, м<sup>2</sup>/с при температурі води  $t = 5$  °С,

$$\nu = 1,5475 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\text{Re} = \frac{1 \cdot 0,04}{1,5475 \cdot 10^{-6}} = 25848$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{0,2}{40} + \frac{68}{25848} \right)^{0,25} = 0,033$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

Тоді:

$$\Delta P_{\text{л}} = \frac{0,033}{0,04} \cdot \frac{1^2 \cdot 999,8}{2} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 2,06 \text{ кПа}$$

Місцеві втрати тиску,  $\Delta P_{\text{м}}, \text{Па}$  :

$$\Delta P_{\text{м}} = \sum \zeta \cdot \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в}}^2}{2}, \quad (6.53)$$

де  $\sum \zeta$  - сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя.

Коефіцієнти місцевих опорів:

Кран  $\zeta = 0,2$  , (2шт)  $\zeta_1 = 2 \cdot 0,2 = 0,4$

Фільтр  $\zeta = 1$  (1шт)  $\zeta_2 = 1 \cdot 1 = 1$

Грязьовик  $\zeta = 1,0$  (1шт)  $\zeta_3 = 1 \cdot 1 = 1$

Сума коефіцієнтів місцевих опорів тертя:

$$\sum \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3 = 0,4 + 1 + 1 = 2,4 \quad (6.54)$$

Тоді

$$\Delta P_{\text{м}} = 2,4 \cdot \frac{999,8 \cdot 1^2}{2} \cdot 10^{-3} = 1,2 \text{ кПа}$$

Дійсні втрати тиску,  $\text{кПа}$ , на ділянці подавального трубопровода води на гаряче водопостачання:

$$\Delta P_{\text{д}}' = 2,06 + 1,2 = 3,26 \text{ , кПа}$$

Розрахунки втрат тиску на інших ділянках трубопроводів (виконуються за аналогічною методикою).

## 6.5 Вибір насосів

### Вибір циркуляційного насосу системи гарячого водопостачання

Циркуляційні насоси системи гарячого водопостачання забезпечують циркуляцію гарячої води у системі, підтримуючи її температуру у точках відбору постійною. Застосування циркуляційних насосів у системах ГВП дозволяє зекономити не менше 10 відсотків енергії, що споживається. Контур рециркуляції включається між першою і другою ступенями теплообмінника гарячого водопостачання.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Насос повинен забезпечити не менше 10 відсотків витрати води в системі від максимальної на ГВП. Максимальна витрата через циркуляційний насос складає 90% від максимальної витрати на ГВП.

Розрахункова об'ємна витрата води системи ГВП  $V_p, \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$ :

$$V_p = \frac{G_{\text{з.в.1}} \cdot 3600}{\rho}, \quad (6.55)$$

де  $\rho_{\text{в}}$  – густина води, беру при  $t_p = 46^\circ \text{C}$ :  $\rho_{\text{в}} = 990 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

$G_{\text{з.в.1}} = 1,375 \text{ кг/с}$  - розрахункове значення витрат гарячої води в контурі циркуляції (з урахуванням 10% запасу).

$$V_p = \frac{1,375 \cdot 3600}{990} = 5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Максимальне сумарне значення втрати тиску в системі контуру циркуляції системи гарячого водопостачання  $\Delta P_{\text{ГВП}}^{\text{н}}$ , кПа:

$$\sum \Delta P_{\text{ГВП}}^{\text{н}} = \Delta P_{\text{ф}} + \Delta P_{\text{гр}} + \Delta P_{\text{нгр2}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{обр.}}, \quad (6.56)$$

де  $\Delta P_{\text{ф}} = 9,81 \text{ кПа (1,0 м.вод.ст.)}$  – гідравлічний опір фільтру (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{\text{гр}} = 9,81 \text{ кПа (1,0 м.вод.ст.)}$  – гідравлічний опір грязьовика (гранично допустиме значення при експлуатації);

$\Delta P_{\text{нгр2}} = 10,3 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір 2-ої ступені водопідігрівача;

$\Delta P_{\text{тр}} = 3,26 \text{ кПа (0,224 м.вод.ст.)}$  – граничний опір трубопроводів контуру циркуляції у межах ІТП;

$\Delta P_{\text{обр}} = 9,81 \text{ кПа (1,0 м.вод.ст.)}$  – гідравлічний опір апарату обробки води;

$$\sum \Delta P_{\text{ГВП}}^{\text{н}} = 9,81 + 9,81 + 10,3 + 3,26 + 9,81 = 43 \text{ кПа (4,38 м.вод.ст.)}$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виходячи з визначеного значення максимальних втрат тиску у системі ГВП та враховуючи необхідний запас ( 3 м.вод.ст ) по величині тиску величина нагнітання насосу повинна бути не менше ніж 4,38 м.вод.ст.

Кожен із встановлених циркуляційних насосів повинен мати наступні характеристики:

- продуктивність  $V_n = 5 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$  (з урахуванням 10% запасу);
- напір  $P_n = 7,38 \text{ м}$  ( з запасом – 3 м.вод.ст.)

Із номенклатурного ряду насосів оптимальним варіантом є вибір насосу GRUNDFOS MAGNA3 32-120 [15]

Зовнішній вигляд насосу GRUNDFOS MAGNA3 32-120 представлено на рисунку 6.9.



Рисунок 6.9 – Зовнішній вигляд насосу GRUNDFOS MAGNA3 32-120

Характеристика насосу GRUNDFOS MAGNA3 32-120 зображено на рисунку 6.10.

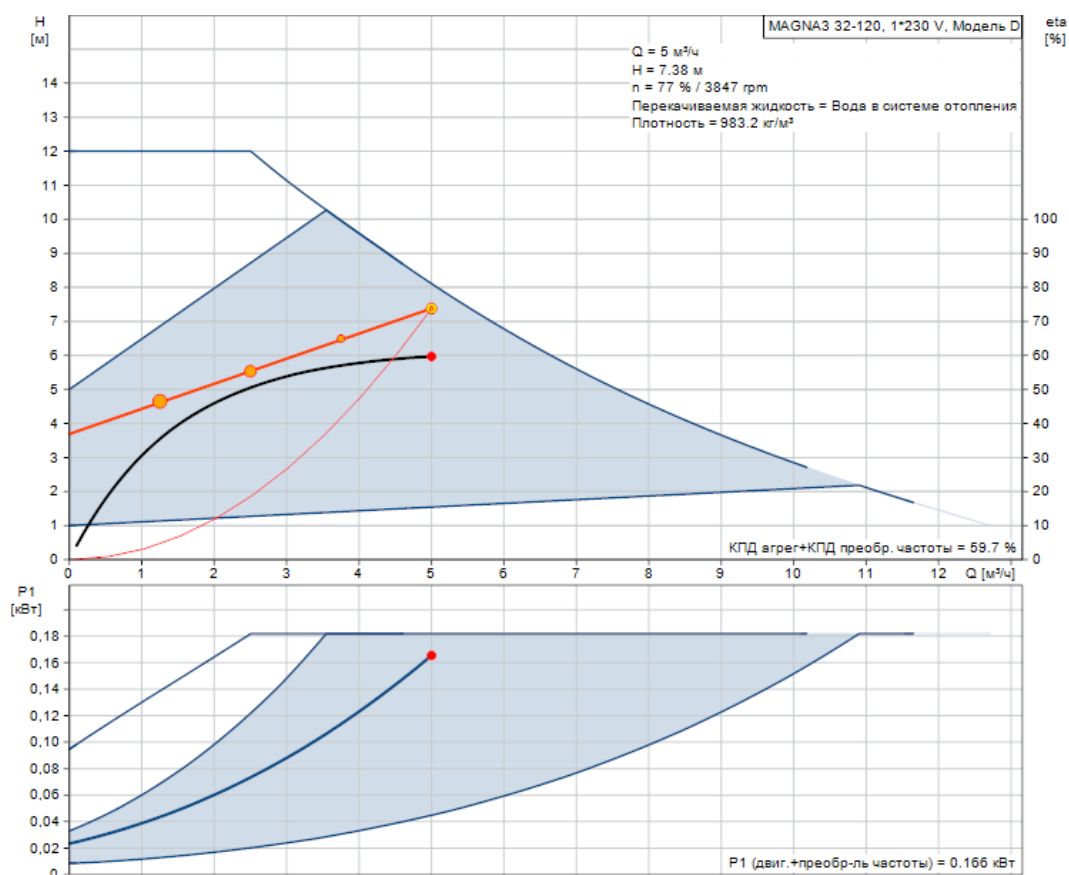


Рисунок 6.10 Характеристика насосу GRUNDFOS MAGNA3 32-120

Діапазон температур рідини :  $t = -10 \dots +110^{\circ}\text{C}$

З умови 100 відсоткового резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один робочий, один резервний).

Габаритні розміри насосу: 239x190x203 мм.

### Вибір циркуляційного насосу системи опалення

В системах водяного опалення потрібна значно менша потужність насосів, ніж у водопровідних системах. Насоси розвивають напір, який повинен подолати гідравлічний опір замкнутого циркуляційного контуру, фільтру та грязьовика. Таким чином, циркуляційні насоси розраховують тільки на переміщення води по замкнутому кільцю трубопроводів місцевої системи опалення.

Для організації схеми із 100-відсотковим резервуванням насосного обладнання самі насоси включені паралельно.

Продуктивність циркуляційних насосів:

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

$$G_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{Q_o \cdot 3600}{(t_1^p - t_2^p) \cdot c_e \cdot \rho} \quad (6.57)$$

де  $Q_o = 445,7 \text{ кВт}$  – загальне максимальне теплове навантаження на опалення;

$t_{\text{пр.2}}^p = 95 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура води у прямому трубопроводі системи опалення;

$t_{\text{зв.2}}^p = 65 \text{ }^\circ\text{C}$  – температура води у зворотному трубопроводі системи опалення;

$\rho$  – густина води, при  $t_{\text{зв.2}}^p = 65 \text{ }^\circ\text{C}$  беру  $\rho = 980,45 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

$$G_{\text{ц}}^{\text{н}} = \frac{445,7 \cdot 3600}{(95 - 65) \cdot 4,187 \cdot 980,45} = 13 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

Повний напір контуру системи опалення

$$H_{\text{оп}} = H_{\text{втр}} + H_{\phi} + H_{\text{зр}}, \quad (6.58)$$

де  $H_{\text{втр}}$  – втрати тиску у радіаторній системі опалення та трубопроводах;

$H_{\phi}$  – втрати тиску у фільтрі;

$H_{\text{зр}}$  – втрати тиску у грязьовику.

Приймаємо:  $\Delta P_{\phi} = 20 \text{ кПа}$  – максимальний гідравлічний опір фільтра;  $\Delta P_{\text{зр}} = 30 \text{ кПа}$  – максимальний гідравлічний опір грязьовика  $\Delta P_{\text{р.с}} = 35 \text{ кПа}$  – гідравлічний опір радіаторної системи опалення та трубопроводів [14].

Звідси:

$$H'_{\phi} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (6.59)$$

$$H'_{\phi} = \frac{20000}{997,2 \cdot 9,81} = 2,04 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H'_{\text{зр}} = \frac{\Delta P_{\phi}}{\rho_2 \cdot g}$$

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$H'_{zp} = \frac{30000}{997,2 \cdot 9,81} = 3,07 \text{ м. вод. ст.}$$

$$H_{p.c.} = \frac{\Delta P_{p.c.}}{\rho_2 \cdot g}; \quad (6.60)$$

$$H_{p.c.} = \frac{35000}{997,2 \cdot 9,81} = 3,58 \text{ м. вод. ст.}$$

Повний напір контуру системи опалення відповідно дорівнює:

$$H_{оп} = 2,04 + 3,07 + 3,58 = 8,69 \text{ м. вод. ст.}$$

Кожен із встановлених насосів повинен мати наступні характеристики:

$G = 13 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$  (з урахуванням 10% запасу),  $H_{оп} = 11,69 \text{ м. вод. ст.}$  (з урахуванням запасу в 3,0 м. вод. ст.).

Отже, за напором і подачею обираємо насос фірми GRUNDFOS марки TPE3 32-200-S [15]

Зовнішній вигляд насосу GRUNDFOS TPE3 32-200-S зображено на рисунку 6.11.



Рисунок 6.11 – Зовнішній вигляд насосу GRUNDFOS TPE3 32-200-S

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87



Характеристика даної моделі насосу представлено на рисунку 6.12.

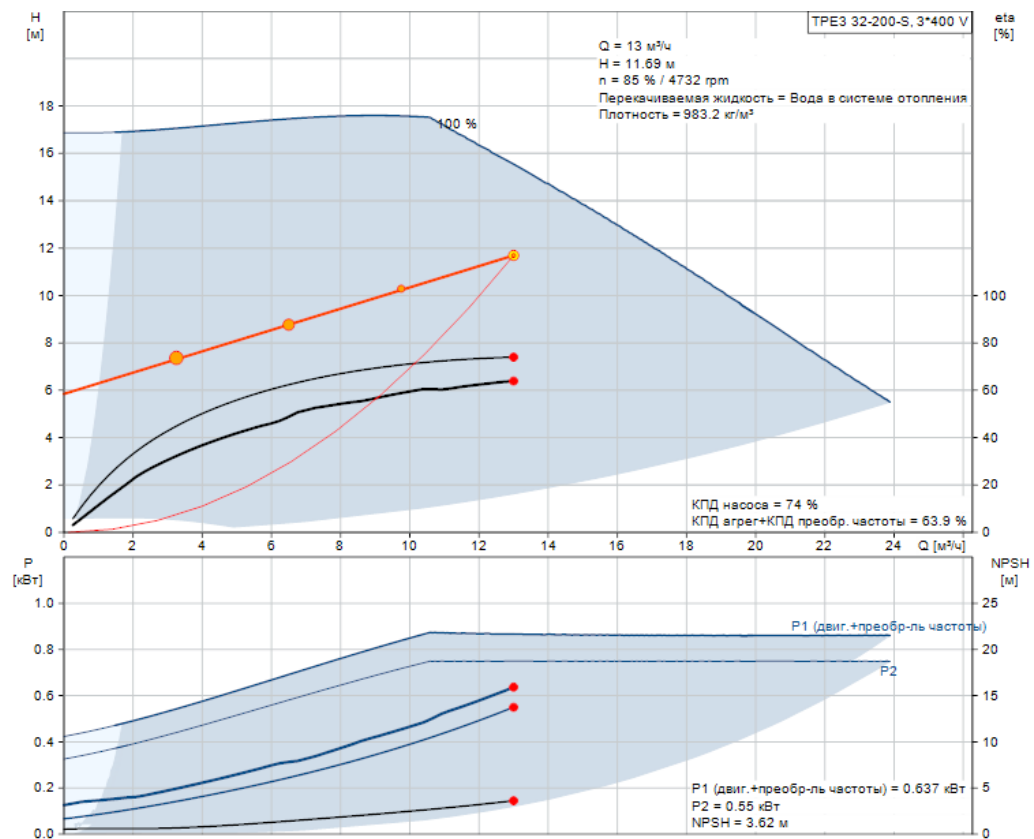


Рисунок 6.12 – Характеристика насосу GRUNDFOS TPE3 32-200-S

Діапазон температури рідини:  $t = -25..120 \text{ }^{\circ}\text{C}$

З умови 100% резервування приймаю два насоси, які включені паралельно (один – робочий, один – резервний).

Основні розміри: 243x220x479 мм.

### Вибір підживлювального насосу системи опалення

Підживлення та заповнення, як правило, здійснюють із зворотнього трубопроводу теплової мережі через зворотній трубопровід системи опалення. Це обумовлено тією обставиною, що температура теплоносія в них менша температури в подаючих трубопроводах. Крім того, заповнення системи із зворотнього трубопроводу теплової мережі безпечніше для наладчиків, що здійснюють пробний запуск системи, через можливий виток теплоносія. Таке заповнення можна здійснювати не турбуючись про

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

скипання води в системі опалення, трубопроводи якої в цьому випадку знаходяться під атмосферним тиском, оскільки температура теплоносія в зворотному трубопроводі тепломережі не перевищує 70°C, на відміну від подаючого трубопроводу, де температура теплоносія може бути більше ніж 100°C.

Необхідний напір підживлювального насосу [10]

$$p_{\text{підж}} = (H_{\text{мс}} + 5) - 20, \quad (6.61)$$

де  $H_{\text{мс}} = 30 \text{ м}$  – висота системи опалення.

20 – напір у зворотному мережному трубопроводі.

$$p_{\text{підж}} = (30 + 5) - 20 = 15 \text{ м.вод.ст}$$

Продуктивність насоса вибираємо відповідно до об'єму системи. Вона дорівнює 10% об'єму системи за одну годину

$$G_{\text{нп}} = 0,9 \cdot V_c. \quad (6.62)$$

Об'єм системи  $V_c = 13,4 \text{ м}^3$  (приймається)

$$G_{\text{нп}} = 0,9 \cdot 13,4 = 12 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

3.4.3.3 Робоча точка підживлювального насосу системи опалення

$$G_{\text{н}}^0 = 12 \text{ м}^3/\text{год}, \quad p_{\text{жн}}^0 \geq 30 \text{ м.вод.ст}.$$

У якості підживлюючого насоса системи опалення вибираємо насос GRUNDFOS CME 3-7 A-R-I-E-AVBE S-A-D-N [15].

Зовнішній вигляд та характеристика насоса представлені на рисунку 6.13 та 6.14 відповідно.



Рисунок 6.13 – Зовнішній вигляд насосу GRUNDFOS CME 3-7

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

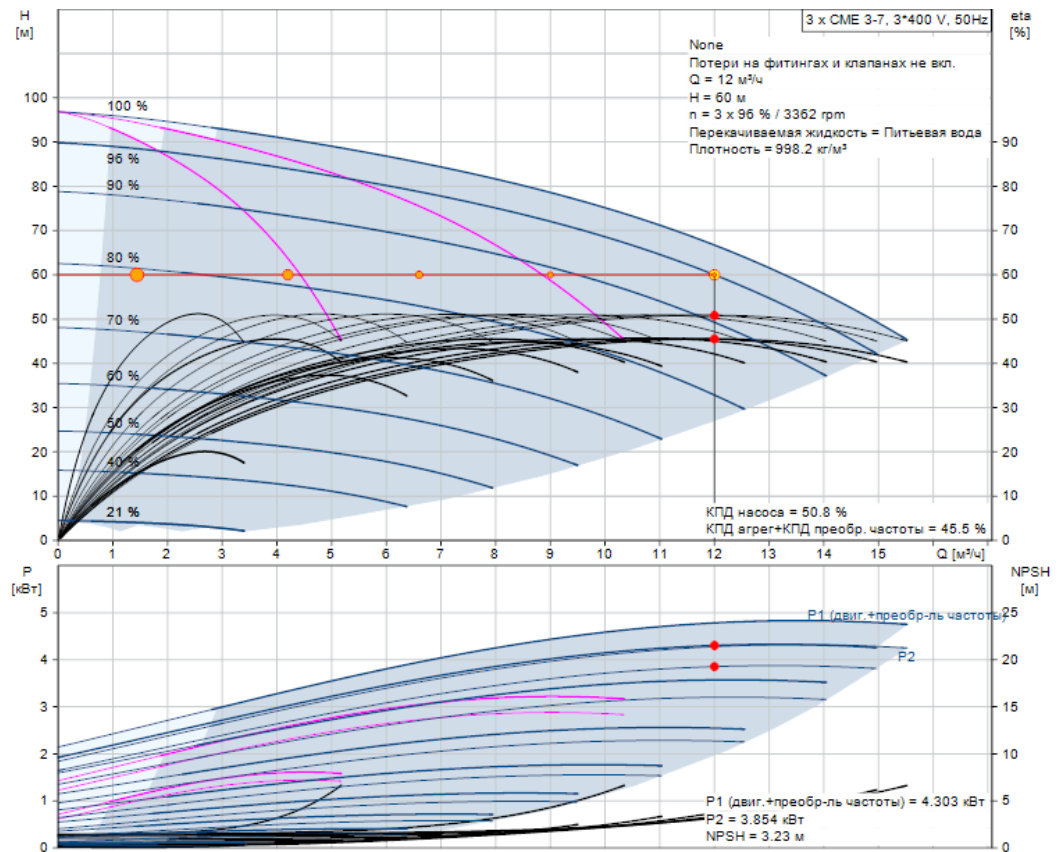


Рисунок 6.14 – Характеристика насоса GRUNDFOS CME 3-7

Габаритні розміри насосу (мм) : L = 446,5мм; H = 248,3мм; B=267мм.

## 6.6 Вибір фільтрів та грязьовиків

### Вибір фільтрів

Підбираємо фільтри для системи опалення, ГВП, для трубопроводу холодної води, компанії Zetkama по діаметру трубопроводу системи опалення (Ду = 40 мм), для циркуляційного трубопроводу системи ГВП (Ду = 25 мм), для трубопроводу холодної води (Ду = 25 мм),

Модель фільтру Zetkama v821 (сітчастий з дренажною пробкою). Робоче середовище: гаряча та холодна вода, пар, хімічні нейтральні рідини.

Зовнішній вигляд фільтра зображено на рисунку 6.14.



Рисунок 6.14 – Зовнішній вигляд Zetkama v821

Габаритні розміри фільтра Zetkama v821 представлено на рисунку 6.15

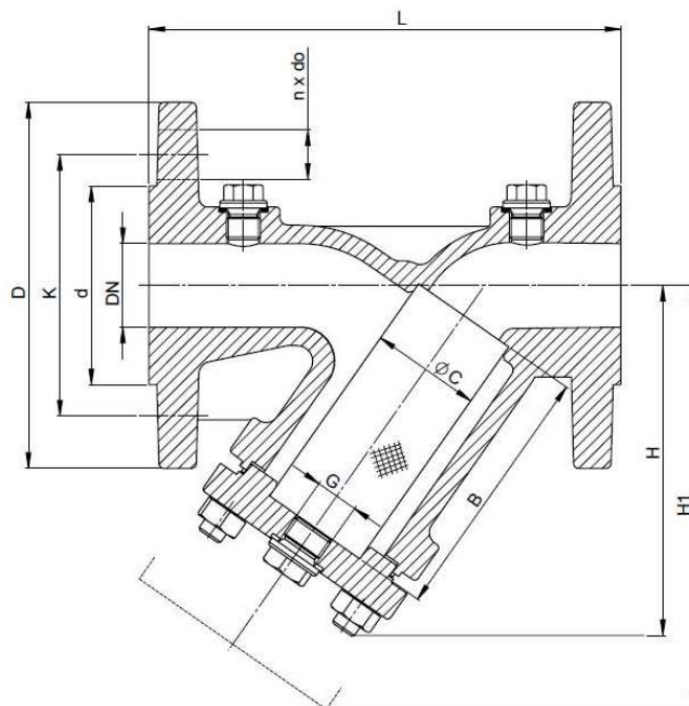


Рисунок 6.15 – Габаритні розміри фільтра Zetkama v821

Корпус та кришка виконані з чугуну, сітка та опорна корзина з корозійно-стійкої хром-нікелевої нержавіючої сталі, прокладка кришки з графітового волокна.

З'єднання: фланцеве PN16

Робоча температура (-15<sup>0</sup>C ...+300<sup>0</sup>C)

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Таблиця 6.7 – Габаритні розміри фільтрів

DN	L	H	D	K	n	M	Вага, кг
25	160	115	115	85	4	14	4,3
40	200	150	150	110	4	19	8,8

### Вибір грязьовиків

Грязьовик слугує для очищення води від твердих частинок, таких як: бруд, пісок, металічна стружка. У тепловому пункті їх встановлено на подавальному трубопроводі теплової мережі, на трубопроводі заповнення, на поворотному трубопроводі системи опалення, на трубопроводі холодної води, та на поворотному (циркуляційному) трубопроводі системи гарячого водопостачання для захисту системи опалення та теплообмінника ГВП від забруднення та псування.

Виготовляють їх із сталевих труби, діаметр корпусу у 3 рази перевищує діаметр вхідного патрубку, що дозволяє зменшити швидкість води у корпусі грязьовика, задля кращого осадження частинок бруду чи піску.

Зверху корпусу є кран для випуску повітря, а знизу пробка для зпуску бруду.

Обираємо:

- грязьовик ОРЕКС-1-МВ16-1.3-F25 (1шт), для циркуляційного трубопроводу;
- грязьовик ОРЕКС-1-МВ16-1.3-F25 (1шт), для трубопроводу холодної води;
- грязьовик ОРЕКС-1-МВ16-1.3-F65 (1шт), для поворотного трубопроводу системи опалення та трубопроводу заповнення;
- грязьовик ОРЕКС-1-МВ16-1.3-F40 (1шт), для подавального трубопроводу теплової мережі.

Номинальний тиск грязьовиків: 16 бар.

Втрата тиску у грязьовику  $\Delta P \leq 1 \text{ м.вод.ст.}$

Грязьовик фланцевий ОРЕКС-1-МВ призначений для очищення води від механічних домішок (зважених часток піску, окалини, великих продуктів корозії) і може використовуватися для очищення холодної та гарячої води на зворотному трубопроводі теплової мережі в котельнях, на вводах в ЦТП, абонентських подачах холодного і гарячого водопостачання і елеваторних вузлах тощо, а також для попереднього очищення води перед фільтрами на водозаборах, різних технологічних потоків води від механічних домішок.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зовнішній вигляд грязьовика представлено на рисунку 6.16



Рисунок 6.16 – Зовнішній вигляд грязьовика

Технічні характеристики грязьовиків:

Таблиця 6.8 – Габаритні розміри вибраних грязьовиків

Модель	Вхід-вихід D1, мм	Ревізія D2, мм	Корпус D, мм	Висота Н, мм	Ширина А, мм
Ду25	Ду25	Ду40	Ду100	360	300
Ду40	Ду40	Ду50	Ду150	500	360
Ду65	Ду65	Ду80	Ду200	560	400

### 6.7 Вибір запірної арматури та зворотнього клапану

На подавальному та зворотньому трубопроводах теплової мережі вибираємо та встановлюємо сталеві кульові крани фірми BREEZE з фланцевим з'єднанням Ду50.

Зовнішній вигляд та габаритні розміри кульових кранів BREEZE зображено на рисунках 6.17 та 6.18 відповідно.

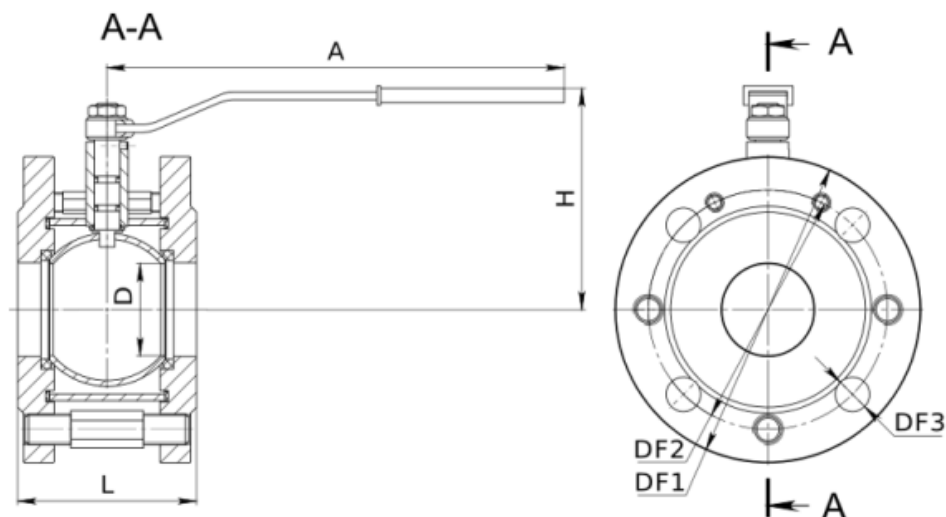


Рисунок 6.17 – Сталевий кульовий кран тип BREEZE 11c42п

Відповідно до діаметр трубопроводів у межах ІТП було обрано таку запірну арматуру фірми BREEZE:

Ду25 кількість 8 шт,

Ду40 кількість 3 шт,

Ду65 кількість 8 шт,



Рисунок 6.18 – Зовнішній вигляд крану BREEZE 11c42п

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

### Вибір зворотного клапану

Вибрано та встановлено 2 зворотніх клапана  $D_{y25}$  після циркуляційних насосів системи гарячого водопостачання, 1 зворотній клапан  $D_{y25}$  на трубопровід холодної води та 1 зворотній клапан  $D_{y65}$  на поворотний трубопровід системи опалення, фірма виробник Zetkama , модель 287.

Вони забезпечують довготривалий строк слугування ,прості в експлуатації, дозволяють монтаж у будь якому положенні ,дуже незначні втрати напору, герметичні за рахунок підбору якісних матеріалів та якості виготовлення.

Номінальний тиск:  $P_y 1,6$  МПа;

Максимальна робоча температура:  $300^{\circ}\text{C}$ ;

Тип з'єднання: фланцеве.

Зовнішній вигляд та габаритні розміри зворотного клапану зображені на рисунках 6.19 та 6.20 відповідно.



Рисунок 6.19 – Зовнішній вигляд зворотного клапану Zetkama 287

Таблиця 6.10 – Габаритні розміри моделі зворотній клапан

DN,мм	D,мм	d,мм	K	L,мм	h,мм	H,мм	Вага,кг
25	115	65	115	160	8	67	3,8
65	185	118	150	290	17	104	15



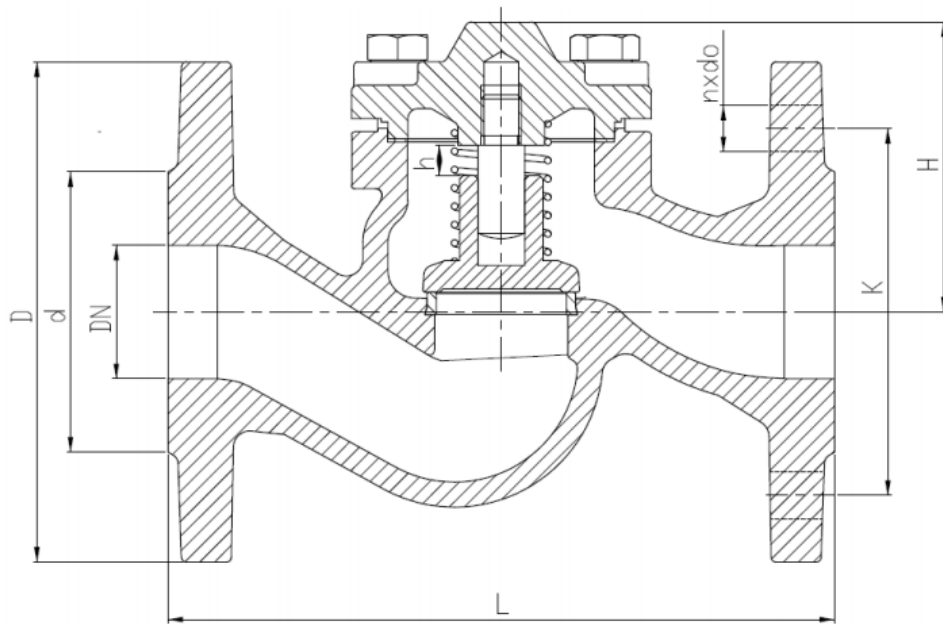


Рисунок 6.20 – Зворотній клапан Zetkama 287

## 6.8 Вибір установок протикорозійного захисту системи гарячого водопостачання

В систему гарячого водопостачання будівлі поступає вода з водопроводу, що містить в собі агресивні гази, в основному  $O_2$  та  $CO_2$ , солі жорсткості, в ряді випадків агресивні елементи – хлориди і сульфати. Тому при певних умовах виникає небезпека корозії і зашламлення місцевих установок гарячого водопостачання.

Оскільки температура води, що використовується на гаряче водопостачання порівняно невисока, то захист установок гарячого водопостачання від корозії і зашламлення здійснюється порівняно простими методами, без створення складних і дорогих установок для пом'якшення води, які необхідно використовувати при високих температурах.

Для води підвищеної жорсткості виникає небезпека зашламлення системи. Тому, в цьому випадку, використовують магнітні апарати для обробки води – спрощені установки проти утворення накипу і шламу. Магнітні апарати встановлюють в вертикальному положенні на трубопроводі холодної води, перед підігрівачем гарячого водопостачання. Вода проходить через апарат знизу і рівномірно заповнює весь його об'єм. Швидкість води складає 1 м/с.

Для заданих витрат підживлювальної води з стандартного типоряду обираємо апарат магнітної обробки води АМО-25 з наступними параметрами.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

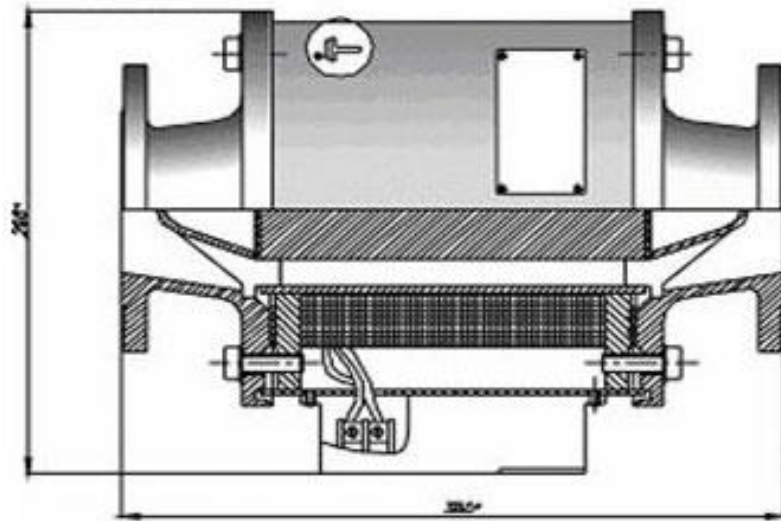


Рисунок 6.21 – Апарат магнітної обробки води

Габарити АМО -25 (мм): L=740; H=575; D=390

Параметри апарату магнітної обробки води:

- Напруга мережі 220 В
- Частота мережі,  $50 \pm 1$  Гц
- Продуктивність по воді що оброблюється, до  $25 \pm 5$  м<sup>3</sup>/год
- Максимальна напруженість магнітного поля в робочому перерізі, в межах  $1 \cdot 10^5 - 1,6 \cdot 10^5$  А/м,
- Температура води,  $\leq 80$  °С,
- Робочій тиск води, не більше 0,6 мПа,
- Потужність, не більше 75 Вт,
- Маса виробу, 40 кг

## 6.9 Вибір розширювального баку системи опалення

Розширювальний бак відноситься до захисної частини замкнутих систем. В опалювальних системах, які працюють по незалежній схемі приєднання до теплової мережі, розширювальні баки застосовуються для компенсації об'єму води при зміні температури.

Внутрішній простір всіх елементів системи опалення заповнено водою. Об'єм води у системі опалення у процесі експлуатації змінюється: при підвищенні температури води – збільшується, при зниженні – зменшується. Конструкція баку представляє собою циліндричну ємність, яка розділена на дві частини мембраною: одна частина – для води, друга – заповнена азотом під тиском. При нагріванні надлишковий об'єм води поступає в бак, стискаючи газ, як у баці, так і у системі в цілому. При охолодженні вода з баку під

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

тиском зі сторони об'єму заповненого азотом повертається в систему. Така система дозволяє розміщувати розширювальні баки безпосередньо у приміщенні теплового пункту, а не у верхній точці системи опалення. Що суттєво спрощує контроль за роботою баку та його обслуговування.

#### Розрахунковий об'єм води

Загальний об'єм води, яка циркулює у системі [10]

$$V_a = Q_o \cdot V_{c.m.} \quad (6.64)$$

де  $Q_o$  - максимальне навантаження системи опалення ( $Q_o=445,7$  кВт);

$V_{c.m.}$  - питомий об'єм води в системі опалення, ( $V_{c.m.}=16,25$  м<sup>3</sup>/МВт) [8]

Тоді:

$$V_a = 0,4457 \cdot 16,25 = 7,2 \text{ м}^3$$

Об'єм розширення (об'єм рідини, яка виникає при зміні температури)

$$\Delta V_a = \beta \Delta t V_a, \quad (6.65)$$

де  $\beta = 0,0006$  середній коефіцієнт об'ємного розширювання води;

$$\Delta t = 95 - 65 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\Delta V_a = 0,0006 \cdot 30 \cdot 7,2 = 0,1296 \text{ м}^3.$$

Об'єм рідини, яка при мінімальній температурі системи залишається в розширювальному баці

$$V_v = \frac{V_a \cdot 0,5}{100}, \quad (6.66)$$

$$V_v = \frac{7,2 \cdot 0,5}{100} = 0,036 \text{ м}^3.$$

#### Мінімальний об'єм розширювального баку

$$V_{\min} = (\Delta V_a + V_v) \cdot \frac{p_e + 10}{p_e - p_0}, \quad (6.67)$$

де  $p_0$  - тиск газу, у розширювальному баці при відсутності тиску води,

приймається  $p_0=30$ м.вод.ст.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$p_e$  - тиск середовища в системі опалення, приймається  $p_e=40$  м.вод.ст.

$$V_{\min} = (0,1296 + 0,036) \cdot \frac{40+10}{40-30} = 0,234 \text{ м}^3.$$

Обираємо розширювальний бак PROTANK PT 300 VM об'ємом 300 літрів .

Габаритні розміри H = 1240мм, D = 640мм, вага 42,5 кг.

### Висновки з розділу 6

Розроблено схеми вузлів опалення та гарячого водопостачання. Розраховано теплообмінник системи опалення та двоступеневий підігрівач системи гарячого водопостачання.

Обрано діаметри трубопроводів в межах ІТП. Підібрано насоси фірми Grundfos, фільтри Zetkama та грязьовики марки OPEKS, крани BREEZE, зворотній клапан Zetkama.

Обрано установку протикорозійного захисту системи гарячого водопостачання та розширювальний бак об'ємом 300 літрів.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 7 АВТОМАТИЗАЦІЯ СИСТЕМИ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БУДІВЛІ

### 7.1 Функціональне призначення елементів системи автоматичного регулювання витрати теплової енергії та її алгоритм роботи у схемі опалення

З метою забезпечення економічної роботи системи опалення, проектом передбачено встановлення системи автоматичного (погодного) регулювання.

Система включає у себе наступні основні елементи, а саме:

- Контролер одноконтурний RVD 115/109 (Siemens) (рис. 7.1);
- Датчик температури зовнішнього повітря QAC31/101 (Siemens);
- Датчик температури води QAD21/209 (Siemens);
- Регулятор температури: клапан RV111 (LDM) та електропривід ANT 5.20 (LDM) (рис. 7.2);
- Регулятор перепаду тиску RD102D (LDM) (рис. 7.3).

Принцип роботи автоматичного регулювання витрати теплоносія ґрунтується на положенні регулюючого елементу клапану у залежності від зміни температури теплоносія у подавальному трубопроводі системи опалення.

В опцію контролера програмується температурний опалювальний графік для подавального трубопроводу системи опалення. Датчик температури зовнішнього повітря (встановлюється на північній стороні будівлі ІТП) та датчик температури теплоносія, у подавальному трубопроводі схеми опалення, передають інформацію у контролер про поточні значення температур, які вони виміряють. У випадку відхилення, у сторону зниження чи підвищення, поточного значення температури теплоносія у подавальному трубопроводі від значення температури у температурному опалювальному графіку для даного значення температури зовнішнього повітря, контролер посилає управляючий сигнал на відкриття чи закриття регулюючого клапану регулятора температури.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рисунок 7.1 – Контролер одноконтурний RVD 115/109 фірми Siemens

Регулюючий клапан відкривається чи закривається до того моменту, поки поточне значення температури у подавальному трубопроводі не досягне значення температури згідно з температурним опалювальним графіком.



Рисунок 7.2 – Регулятор витрати RV111 з електроприводом ANT 5.20 фірми LDM

Таким чином, вищезгадана система працює по алгоритму пропорційно - інтегрального регулювання (ПІ-регулювання).

Прямодіючий регулятор перепаду тиску RD102 D - це арматура, призначена для підтримання постійного диференціального тиску або постійної витрати (при використанні діафрагми) на заданому обладнанні. Це забезпечується мембраною, яка піддається дії вхідного і вихідного тиску на заданому обладнанні або на дросельній діафрагмі. Відхилення мембрани передаються на конус клапану, і при підвищенні диференціального тиску відбувається закриття арматури. Завдяки розвантаженому по тиску конусу, значення диференціального тиску не впливають на напірні режими в арматурі.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

Регулятор може бути оснащений манометром, на якому можна спостерігати поточні значення вхідного і вихідного тисків і по них встановити необхідну величину перепаду тиску (у діапазоні, заданому використовуваною пружиною).



Рисунок 7.3 – Регулятор перепаду тиску RD102D фірми LDM

Підтримання вищезазначеного перепаду тиску забезпечує комфортний гідравлічний режим для регулюючого клапану температури у моменти його спрацювання та розвантажує електропривід регулятора температури.

Крім цього, підключення імпульсних трубок регулятора перепаду тиску по схемі "до та після" регулятора температури дозволяє лімітувати витрату мережної води у системі опалення шляхом проведення наступних заходів та операцій (у період налагоджувальних робіт):

1 Відрегулювати визначений перепад тиску за допомогою регулюючого гвинта регулятора перепаду тиску та манометрів (до та після клапану регулятора температури):

$$\Delta P_{\text{вст}} = \Delta P_{\text{рто}} + \Delta P_{\text{трмр}} = 3,745 \text{ м вод. ст.},$$

де  $\Delta P_{\text{рто}}$  – розрахункові втрати тиску на регуляторі температури;

$\Delta P_{\text{трмр}}$  – розрахункові втрати тиску на ділянці трубопроводу між двома імпульсами регулятора перепаду тиску.

2 За допомогою витратоміру (встановленого чи переносного) виміряти реальну витрату і при необхідності відкоригувати витрату за допомогою регулюючого гвинта регулятора перепаду тиску.

3 Опломбувати регулюючий гвинт регулятора перепаду тиску.

Застосування такого методу лімітування витрат мережної води дозволяє не встановлювати лімітну дросельну діафрагму. Більш того, її встановлення не бажане при наявності регулятора перепаду тиску, так як наявність лімітної дросельної діафрагми може

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

привести до явища "кавітації" у клапанах регулятора перепаду тиску та температури. Витрата мережної води у системі опалення при застосування лімітування за допомогою регулятора перепаду тиску буде відповідати розрахунковим значенням і у випадках помітних коливань перепаду тиску у мережних трубопроводах, що не забезпечує встановлення дросельної діафрагми.

Електропривід АНТ 5.20 крім стандартних функцій таких, як автоматичне, ручне керування та індикація положення, має кінцеві вимикачі, які припиняють його роботу при досягненні штоком крайніх положень.

## **7.2 Функціональне призначення регулятора температури прямої дії системи ГВП та алгоритм його роботи**

З метою забезпечення економічної роботи системи ГВП, проектом передбачено встановлення регулятора температури прямої дії типу 43-2 (Samson) з автоматичним регулюванням.

Принцип роботи регулятора ґрунтується на положенні регулюючого елементу клапану у залежності від зміни температури гарячої води після 2-ої ступені ТО ГВП.

## **7.3 Функціональне призначення елементів системи автоматичного захисту насосного обладнання в ІТП (у схемі опалення та ГВП) та алгоритм роботи цієї системи**

З метою забезпечення захисту насосного обладнання в ІТП від роботи їх у режимі відсутності достатнього тиску води у всмоктувальних трубопроводах цих насосів (режим "сухого" ходу), що може призвести до фізичного руйнування робочих елементів насосів, проектом передбачено зупинка працюючих насосів (з заборобою на включення резерву) при виникненні вищезгаданого режиму "сухого" ходу.

Система включає у себе наступні основні елементи, а саме:

- Насосне обладнання ІТП (4 шт.) (DAB);
- Реле тиску "сухого" ходу СЕМЕ (2 шт.).

При зменшенні значення тиску в трубопроводі всмоктування працюючого насосу нижче встановленого значення ( $H = 2,0$  м вод. ст.), реле тиску подає "сигнал" на зупинення працюючого насосу (з заборобою на включення резерву).

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



#### **7.4 Функціональне призначення елементів системи захисту насосного обладнання, поверхонь нагріву ТО та регуляторів від забруднення та алгоритм роботи цієї системи**

З метою забезпечення захисту робочих органів насосного обладнання, поверхонь нагріву ТО та робочих органів регуляторів від забруднення, проектом передбачено встановлення фільтруючих вузлів "грязьовик - фільтр" на подавальному трубопроводі мережної води на вводі у ІТП, на зворотному трубопроводі системи опалення.

Система включає у себе наступні основні елементи:

- 1 Фільтруючі вузли "грязьовик - фільтр" (2 шт.);
- 2 Прилади контролю (термоманометр, манометр) для вимірів тиску до та після фільтруючих вузлів.

При проходженні води через фільтруючий вузол великі частинки бруду залишаються на фільтруючій поверхні грязьовика, а частинки бруду з незначними розмірами затримуються на сітці фільтру. Очищення фільтруючих поверхонь елементів фільтруючого вузла проводиться при досягненні різниці тиску до та після фільтруючого вузла, у період експлуатації, вище значення 2,0 м вод. ст..

#### **7.5 Функціональне призначення елементів системи захисту будинкової системи опалення від раптового підвищення тиску вище допустимих значень та алгоритм роботи цієї системи**

Однією з причин раптового підвищення тиску у системах опалення будинку вище допустимого значення ( $P_{гр}=6,0$  атм) може бути підвищення тиску у зворотному трубопроводі залежної схеми опалення у ІТП внаслідок нерегламентованого закриття засувки на зворотному мережному трубопроводі за межами ІТП.

З метою забезпечення захисту елементів будинкових систем опалення від раптового підвищення тиску в них вище допустимих значень, проектом передбачена система захисту, яка складається з наступних елементів,

а саме:

- 1 Клапан зворотній (поз. ЗК2 - 1 шт.);
- 2 Запобіжний клапан (поз. КЗ - 1 шт.).

#### **7.6 Функціональне призначення елементів системи заповнення будинкової системи опалення та алгоритм роботи цієї системи**

В зв'язку з наявністю у залежній схемі опалення зворотного клапану (поз. ЗК2) виникла необхідність у системі заповнення, яка використовується тільки для заповнення

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи опалення будинку після проведення ремонтних чи інших робіт, пов'язаних з повним чи частковим спорожненням системи опалення будинку. Схема заповнення системи опалення будинку включає у себе наступні елементи:

- 1 Кульова шарова арматура Ду 25 (поз. 2 - 3 шт.);
- 2 Кульова шарова арматура Ду 25 (поз. 1р -1 шт.);
- 3 Фільтр Ду 25 (поз. ФП - 1 шт.);
- 4 Трубопроводи Ду 25.

При заповненні системи опалення будинку кульова арматура (поз. 1р) закривається, а дві кульові арматури (поз. 2) на трубопроводі заповнення відкриваються. При досягненні значення статичного тиску по термоманометру (поз. ТМ1) у зворотному трубопроводі залежної схеми опалення рівним значенню тиску у зворотному мережному трубопроводі, кульова арматура (поз. 2, перед фільтром) закривається, а кульова арматура (поз. 2) на трубопроводі дозаповнення відкривається. При досягненні необхідного значення статичного тиску (по термоманометру поз. ТМ1) у зворотному трубопроводі залежної схеми опалення всі три кульові арматури (поз. 2) закриваються, а кульова арматура (поз. 1р) відкривається. Арматура (поз. 1р) призначена для контролю за щільністю арматури (поз. 2) у період нормальної експлуатації системи опалення з метою запобігання неконтрольованим перетокам теплоносія поза зворотним, клапаном (поз. 3К2) та із подавального трубопроводу у зворотній.

#### **Висновки з розділу 7**

В даному розділі розроблено схему автоматизації системи теплопостачання багатоквартирного житлового будинку.

Обрано таке основне обладнання автоматизації: контролер одноконтурний RVD 115/109 (Siemens), датчик температури зовнішнього повітря QAC31/101 (Siemens), датчик температури води QAD21/209 (Siemens), регулятор температури: клапан RV111 (LDM) та електропривід ANT 5.20 (LDM), регулятор перепаду тиску RD102D (LDM), насосне обладнання ІТП (DAB), реле тиску "сухого" ходу CEME, а також запобіжні та зворотні клапани.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

## 8 РОЗРОБКА СТАРТАП ПРОЕКТУ

### Резюме розрахунку

#### Найменування

Техніко-економічний розрахунок встановлення блоків-утилізаторів для опалення та гарячого водопостачання, використовуючи теплоту відхідних димових газів хлібопекарних печей. Місто Київ.

#### Суть проекту

Димові гази хлібопекарських печей являють собою стабільне джерело вторинних енергоресурсів протягом усього року. Середня температура димових газів складає 410 °С, що дозволяє ефективній утилізації теплової енергії за допомогою водопідігрівачів-утилізаторів.

#### Ціль впровадження

Економія коштів за рахунок заміщення теплової потужності центрального теплопостачання потужністю водопідігрівачів-утилізаторів, для гарячого водопостачання та опалення.

#### Технологія

Водопідігрівач-утилізатор – компактна установка, яка призначена в даному випадку для автономного опалення і гарячого водопостачання житлової будівлі. Основна відмінність водопідігрівача-утилізатора від інших генераторів теплової енергії (наприклад, електричних, газових та дизельних котлів) полягає в тому, що тепла енергія димових газів, які раніше викидалися в навколишнє середовище – утилізується.

#### Вихідні данні

- Витрата теплової енергії на ГВП та опалення  $Q_{O+ГВП}$  6350 ГДж/рік
- Температура гарячої води ГВП – 55 °С
- Температура гарячої води системи опалення – 95 °С
- Сумарна потужність 706,4кВт

### Оцінка ринку енергоносіїв

#### Тарифи

Для населення [16,17]:

- Електроенергія: Вартість 1кВт\*год дорівнює 1,29 грн.
- Теплова енергія: Вартість 1Гкал дорівнює 1404 грн.
- ГВП: Вартість 1 м<sup>3</sup> гарячої води 97,89 грн.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

### Динаміка

В розрахунках враховується динаміка подорожчання газу 25%, і динаміка подорожчання електричної енергії 12%.

### Вибір технології і обладнання

Обґрунтування вибору основного обладнання

Кожний спроектований водонагрівач-утилізатор проходить перевірку на стенді. Окрім цього обладнання має сертифікати походження і відповідності, а також необхідні висновки санітарно-епідеміологічної служби про безпечність обладнання.

Висока якість комплектуючих, дозволяє розраховувати на довгу і надійну роботу обладнання. Компанія виробника використовує комплектуючі наступних виробників:

- Водопідігрівач-утилізатор димових газів.
- Димосос.
- Група контролю та безпеки: AlcoControls (Німеччина).
- Стальна труба (теплоізована).
- Електрична частина: ABB (Швеція); Möeller (Німеччина); АСКО (Україна).

### Проектування

Вартість проектних робіт 150 000 грн. До вартості включено:

- Допроєктні дослідження
- Виготовлення ТЕО
- Виготовлення проектно-кошторисної документації
- Експертиза

### Капіталовкладення проекту

Вартість всього обладнання, проектування та монтажних робіт 1 827 890 грн. До вартості входить:

- Проектні роботи
- Деталі водопідігрівача-утилізатора
- Комплектація та монтаж водопідігрівача-утилізатора
- Труби теплової мережі
- Прокладка теплової мережі
- Додаткове обладнання

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

- Запуск та наладка системи
- Монтажні роботи

### **Розрахунок вартості енергоносіїв при централізованому теплопостачанні**

Виходячи з вартості енергоносіїв і їхньої річних витрат, сумарні річні затрати складуть

вартість гарячої води спожитої за 1 рік

$$C_{ГВП} = M \cdot c_{води}, \quad (8.1)$$

$$C_{ГВП} = 5043 \cdot 97,89 = 493659,27 \text{ грн},$$

де  $M$  – кількість гарячої води що використовується споживачами;

$c_{води}$  – ціна за 1 м<sup>3</sup> гарячої води для населення.

вартість теплової енергії спожитої за 1 рік

$$C_o = Q_o^p \cdot c_{он}, \quad (8.2)$$

$$C_o = 742 \cdot 1404 = 1041768 \text{ грн},$$

де  $Q_o^p$  – кількість теплової енергії що використовується споживачами;

$c_{он}$  – ціна за 1 Гкал теплової енергії для населення.

### **Розрахунок вартості теплопостачання житлової будівлі при централізованому теплопостачанні.**

Сумарні витрати на теплопостачання і ГВП житлової будівлі при централізованому теплопостачанні

$$c^* = C_o + C_{ГВП} \quad (8.3)$$

$$c^* = 493659,27 + 1041768 = 1535427 \text{ грн./рік},$$

де  $C_o$  – вартість теплової енергії при централізованому теплопостачанні;

$C_{ГВП}$  – вартість гарячої води при централізованому теплопостачанні.

### **Термін окупності капіталовкладень**

Абсолютна економічна ефективність капітальних вкладень

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$E = \frac{B}{K} \quad (8.4)$$

$$E = \frac{1535427}{1827890} = 0,84$$

де Е – коефіцієнт економічної ефективності

В – витрати пов'язані з централізованим теплопостачанням

К – капіталовкладення на хлібокомбінаті

Термін окупності (повернення) капітальних вкладень

$$T_{ок} = \frac{K}{B} \quad (8.5)$$

$$T_{ок} = \frac{1827890}{1535427} = 1,19 \text{ років.}$$

### Фінансово-економічна оцінка

Оцінка повернення інвестицій наведена в таблиці 8.1

Таблиця 8.1 – економічні параметри теплопостачання

Найменування	Одиниця	Показники
Сумарна максимальна потужність	кВт	706,4
Кількість теплової енергії на опалення	Гкал/рік	742
	ГДж/рік	3110
Кількість теплової енергії на ГВП	Гкал/рік	773
	ГДж/рік	3240
Об'єм гарячої води	м <sup>3</sup>	5043
Сумарні витрати на опалення та ГВП	грн	1 535 427
Капіталовкладення	грн	1 827 890
Термін окупності	<b>років</b>	<b>1,19</b>

### Висновки з розділу 8

Проведений аналіз дозволяє зробити наступні висновки що до встановлення водопідігрівача-утилізатора для потреб ГВП та опалення в багатоповерхових будівлях, за рахунок утилізації відхідних димових газів:

- 1 За попередньою оцінкою термін окупності проекту 1,19 роки.
- 2 Вартість вироблення теплоти з допомогою водопідігрівача-утилізатора менша вартості теплоти, виробленої при централізованому теплопостачанні. Це досягається за

рахунок енергоефективної утилізації і невисокої вартості сервісного обслуговування.

3 Впровадження водопідігрівачів-утилізаторів даного типу, позитивно впливає на екологічну ситуацію, за рахунок зменшення температури відхідних димових газів, що викидаються в атмосферу.

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 9 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Охорона праці – це система законодавчих, соціально-економічних, технічних, санітарно-гігієнічних і організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці.

Охорона праці на підприємствах енергетики має велике значення так, як виконання всіх норм та вимог охорони праці дозволяє забезпечити безпеку, збереження здоров'я та працездатності людини в процесі праці, запобігає травматизму, професійним захворюванням і отруєнням, вибухам і пожежам на виробництві.

Основними завданнями охорони праці є: створення безпечних умов праці робочого персоналу, попередження професійних захворювань, виконання контролю за виконанням техніки безпеки на виробництві.

Тема магістерської дисертації – «Використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей для теплопостачання багатоквартирних житлових будинків в м.Києві». Джерелом теплопостачання є відхідні гази хлібопекарних печей . Трубопроводи обв'язки джерела – сталеві по ГОСТ 3262-75.

Теплоносієм системи опалення є вода параметрами 70-90°C при розрахунковій температурі зовнішнього повітря.

Основне та допоміжне обладнання знаходиться на технічному поверсі будинку, ізольованому від інших приміщень і має розміри 3х6,5м при висоті стелі 3,м. У цьому приміщенні розміщені: колектори, установку хімічної обробки води, яка включає в себе 3 насоси-дозатори, 3 ємності для реагентів з датчиками. Також на технічному поверсі хлібокомбінату знаходяться два мережні насоси (основний та резервний), системи керування та вимірювальні прилади.

В цьому розділі розроблені необхідні технічні рішення та організаційні заходи безпеки експлуатації спроектованої системи теплопостачання, а також технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії і визначені основні заходи з безпеки в надзвичайних ситуаціях.

### 9.1 Технічні рішення та організаційні заходи безпеки експлуатації спроектованої системи теплопостачання.

При монтажу та експлуатації водопідігрівача-утилізатора - установку й ведення в експлуатацію має право здійснювати тільки авторизована монтажна фірма або прямо завод-виготовлювач пристрою по кресленнях у прив'язці до конкретного використання.

Водопідігрівач-утилізатор призначений для розміщення всередині сухих, не

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						111
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



вибухонебезпечних приміщень, недоступних для дітей, з температурою повітря  $+5 \div +40^{\circ}\text{C}$ . Навколо пристрою необхідний простір мінімум 600мм, за винятком тильної сторони, де є водяна й електрична комунікація. Температура складування пристрою  $-5 \div +40^{\circ}\text{C}$ , також необхідно забезпечити герметичність установки усередині теплообмінників.

При прокладанні трубопроводів – для системи гарячого, холодного водопостачання та опалення була використана система трубопроводів з поперечно зшитого поліетилену. Трубопроводи прокладаються в ізоляції. Поперечно зшитий поліетилен РЕХ-а завдяки своїй молекулярній структурі відрізняється своїми чудовими фізико-хімічними та механічними параметрами. Для радіаторного опалення використовується труба з  $t_{\text{max}}=90^{\circ}\text{C}$ .

Монтажні роботи варто проводити при температур вище  $0^{\circ}\text{C}$ . Труби повинні прокладатися таким чином, щоб була можливість усунути їх механічні та термічні пошкодження. У випадку прокладання труб ззовні їх потрібно захистити від механічних ушкоджень впливу теплового випромінювання високої температури, впливу ультрафіолетових променів та відкритого вогню. Неможна допускати замерзання рідини в трубі.

Труби системи з низьким модулем гнучкості по відношенню до передачі звуків води, яка проходить по трубі, являються акустично кращими, ніж труби з таких матеріалів як мідь чи сталь. Шум в трубопроводах виникає при протіканні води через більш вузький поперечний розріз арматури, тому в такому випадку в системі використовується «тиха арматура» з рівнем шуму  $L_a < 20\text{дБА}$ .

При ізоляції трубопроводів - для зменшення теплових втрат від трубопроводів систем опалення та ГВП, в проекті використовується теплова ізоляція труб. Головною метою ізоляції є: обмеження кількості теплових втрат, як виникають в результаті прокладання трубопроводів в середовищі з більш низькою температурою; запобігання конденсації водяного пару на трубопроводах з робочим теплоносієм з низькою температурою.

Вся теплоізоляційна продукція має рівномірну замкнуту кулькову структуру. Низький коефіцієнт теплопровідності й висока стійкість до дифузії водяної пари забезпечують довговічність ізоляції, а значить і всієї системи. Температурний діапазон застосування становить від  $-80^{\circ}\text{C}$  до  $+95^{\circ}\text{C}$ . Гарна еластичність зберігається при найнижчих температурах і не погіршується згодом.

Ізоляція має групу горючості Г1 (матеріал не поширює полум'я й не підтримує горіння). Виділення токсичних речовин у вогні (те, що звичайно є найнебезпечнішим при пожежі будь-якого ступеня) практично відсутній. Строгі тести контролю матеріалу по

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						112
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вогнестійкості DIN 4102 (B1) регулярно проводяться незалежними німецькими інститутами.

### 9.1.1 Електробезпека

Електробезпека – це система організаційних та технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

В системі опалення використовуються споживачі енергії, а саме: димососи та насоси. Вони живляться від 3-х фазної мережі з глухозаземленою нейтраллю, та зануленням, напругою 380/220 В (система заземлення TN-C)

Основними причинами ураження електричним струмом є:

- 1 Використання несправних ручних електроінструментів;
- 2 Випадкове доторкання до неізольованих струмопровідних частин електроустаткування;
- 3 Застосування нестандартних або несправних переносних світильників напругою 220 В чи 127 В;
- 4 Робота без надійних захисних засобів та запобіжних пристосувань;
- 5 Доторкання до незаземлених корпусів електроустаткування, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції;
- 6 Недотримання правил улаштування, технічної експлуатації та правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок та ін.

Для захисту людини від ураження електричним струмом при випадковому дотику до струмоведучих частин електроустановок проектом передбачені наступні заходи:

1 Ізоляція нормально струмоведучих частин, запобігає контакту зі струмоведучими частинами. При монтажі системи електропостачання опір ізоляції повинне бути не нижче 1кОм/В, надалі контролювати щорічно перед кожним опалювальним сезоном. Опір ізоляції не повинне бути нижче 0,5кОм/В. Гранично допустимі напруження дотику й струм, що проходить через людину при нормальному (неаварійному) режимі роботи електроустановки згідно [18], рівні  $U_{пр}=2В$ ,  $I_{пр}=0,3mA$  (змінний струм).

2 Розташування струмоведучих частин на недоступній висоті. Освітлення приміщення технічного поверху - стельові світильники з лампочками накаливання, напруга живлення 220В, висота підвісу 3м. Підведення живлення виробляється так, щоб не перетиналися минаючими проходами й трубопроводами. Всі кабелі включені в спеціальні короби.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						113
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Застосування засобів орієнтації в електроустановці (маркування й відповідне фарбування коробів і проводів).

4 Приміщення технічного поверху має окремий вхід з металевими дверима - це виключає можливість влучення в небезпечне приміщення сторонніх. Всі роботи з монтажу, підключенню й ремонту електроустановки повинні виконуватися фахівцем - електриком.

З метою захисту людей від ураження електричним струмом при аварійних режимах роботи корпуси насосів та димососів заземлені - навмисно електрично з'єднані з заземлювачем, опір якого не перевищує 4 Ом згідно вимог ГОСТ 12.1.030-81.

## 9.2 Технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії

Відповідно до ДСН 3.3.6.042-99 основними параметрами мікроклімату є:

1. Температура повітря;
2. Відносна вологість повітря;
3. Швидкість руху повітря;
4. Інтенсивність теплового випромінювання.

Параметри мікроклімату нормуються залежно від енергозатрат організму та періоду року .

Категорія робіт за тяжкістю, що виконується обслуговуючим персоналом блоків утилізації – середньої тяжкості (II категорія).

Оптимальні параметри мікроклімату приміщення технічного поверху приведені в таблиці 9.1.

Таблиця 9.1 – Оптимальні параметри мікроклімату в приміщенні технічного поверху.

Період року	Параметри мікроклімату		
	t, °C	$\varphi$ , %	V, м/с
Теплий	21-28	60	0,1-0,3
Холодний	20-24	75	0,1-0,2

Технічні рішення для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату в приміщенні:

Застосована теплова ізоляція технологічного устаткування, що має температуру  $t \geq 45^{\circ}\text{C}$  [7];

2. Забезпечення норм вентиляції повітря та відповідної кратності повітрообміну.

### 9.2.1 Захист від виробничого шуму блоків-утилізаторів

Основна мета нормування шуму на робочих місцях – встановлення допустимих рівнів шуму, які при впливі протягом всього робочого дня і протягом багатьох років не можуть викликати суттєвих захворювань організму людини і не заважають його нормальній трудовій діяльності.

Допустимі рівні шуму на робочих місцях регламентуються ДСН 3.3.6.037-99.

Джерелами шуму в лабораторії є:

1. Привод димососу
2. Насоси, з рівнем звукового тиску  $L = 30$  дБ ;

Нормовані параметри шуму [10] – рівень звуку  $L_A$ , дБА

$$L_A = 20 \lg \frac{P_{Ai}}{P_0},$$

де  $P_{Ai}$  – середньоквадратичне значення звукового тиску з урахуванням корекції А шумоміра, Па;

$P_0$  – значення звукового тиску на нижньому порозі чутливості в октавній смузі з середньгеометричною частотою 1000 Гц;

і рівень звукового тиску  $L$ , дБ.

$$L = 20 \lg \frac{P_i}{P_0},$$

де  $P_i$  – середньоквадратичне значення звукового тиску за період часу, що розглядається, Па.

Нормативне значення рівня шуму згідно ДСН 3.3.6-037-99 «Санітарні норми шуму, ультразвуку та інфразвуку складає 75 дБА.

Для забезпечення комфортних умов у житлових приміщеннях, особливо в нічний час, допускається значення рівня звуку -20 дБА.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні проектом передбачені наступні засоби і методи захисту:

1. Правильне місце установки;
2. Для звукоізоляції димососи обладнані звукопоглинаючими регульованими опорами;
3. Система теплопостачання розраховується на оптимальну швидкість руху води 0,3...0,6 м/с.

### 9.3 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Технічні рішення та організаційні заходи, щодо забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях розробляються відповідно до планів локалізації та ліквідації аварійних ситуацій.

Основними складовими цього плану є розробка технічних рішень та організація заходів з оповіщення, евакуації та дій персоналу у разі виникнення надзвичайної ситуації, а також визначення основних заходів з пожежної безпеки.

#### 9.3.1 Обв'язки та дії персоналу у разі виникнення НС

У разі виникнення НС працівники зобов'язані діяти тверезо й спокійно, не панікувати, точно й оперативно слідувати вказівкам керівництва підприємства, осіб, відповідальних за цивільний захист (цивільну оборону) та техногенну безпеку, протипожежну безпеку.

У випадку виникнення НС кожний працівник мусить:

- припинити роботу (якщо це дозволено технологічним процесом виробництва);
- якнайшвидше сповістити про НС керівника та відповідальну посадову особу;
- приступити до ліквідації (локалізації) НС наявними засобами;
- за необхідності викликати підрозділи ДСНС.

Керівництво підприємства, а також особи, відповідальні за цивільний захист (цивільну оборону) та техногенну безпеку, протипожежну безпеку, охорону праці, зобов'язані в разі виникнення НС:

- перевірити та продублювати повідомлення про НС, довести це до відома керівника підприємства;
- оцінити умови, з'ясувати кількість і місцезнаходження людей, за потреби вжити заходів щодо оповіщення працівників, населення про НС;
- під час загрози для життя людей негайно організувати їх рятування (евакуацію), використовуючи для цього наявні сили й засоби;
- забезпечити виведення з небезпечної зони людей, які не беруть безпосередньої участі в ліквідації НС;
- обмежити допуск людей та транспортних засобів до небезпечної зони;
- у разі необхідності виконати: відключення електроенергії (за винятком систем протипожежного захисту), зупинку транспортувальних пристроїв,

агрегатів, апаратів, перекриття сировин них, газових, парових комунікацій, зупинку систем вентиляції в аварійному приміщенні (за винятком пристроїв протидимового захисту) та вжити інших заходів, що сприяють ліквідації (локалізації) НС;

- організувати надання медичної допомоги потерпілим, харчування та відпочинок осіб, які беруть участь у ліквідації НС;

У разі дій щодо локалізації (ліквідації) наслідків НС потрібно:

- постійно враховувати реальні можливості й ресурси підприємства, накопичений персоналом підприємства досвід дій під час НС, ступінь небезпеки для життя та здоров'я людей, довкілля;
- організувати оповіщення й зустріч підрозділів ДСНС та інших служб, забезпечити узгодженість дій персоналу підприємства й підрозділів аварійно-рятувальної, медичної та інших служб;
- у випадку необхідності організувати евакуацію персоналу (частини персоналу) та матеріальних цінностей.

На особу, відповідальну за стан цивільного захисту (цивільної оборони) та техногенної безпеки на підприємстві, покладають:

- оповіщення працівників, уточнення даних про транспортні засоби, що виділяються для евакуації, термін їхньої подачі, маршрути та порядок руху;
- організацію й контроль посадки евакуйованих працівників на транспортні засоби та відправку колон;
- інформування керівництва підприємства та вповноважених органів влади про хід евакуації

Посадові особи, на яких чинними нормативно-правовими актами покладаються обов'язки щодо локалізації (ліквідації) аварійної ситуації (аварії), несуть відповідальність згідно із законодавством.

### **9.3.2 Вимоги щодо організації ефективної роботи системи оповіщення виробничого персоналу при НС**

Для підвищення безпеки в надзвичайних ситуаціях (НС) пропонується встановлення системи оповіщення (СО) виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу у разі виникнення НС, наприклад при пожежі, здійснюється відповідно до вимог НАПБ А.01.003-2009.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						117
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оповіщення про НС та управління евакуацією людей здійснюється одним з наступних способів або їх комбінацією:

- поданням звукових і (або) світлових сигналів в усі виробничі приміщення будівлі з постійним або тимчасовим перебуванням людей;
- трансляцією текстів про необхідність евакуації, шляхи евакуації, напрямки руху й інші дії, спрямовані на забезпечення безпеки людей;
- трансляцією спеціально розроблених текстів, спрямованих на запобігання паніці й іншим явищам, що ускладнюють евакуацію;
- ввімкненням евакуаційних знаків "Вихід";
- ввімкненням евакуаційного освітлення та світлових показників напрямку евакуації;
- дистанційним відкриванням дверей евакуаційних виходів;

Як правило, СО вмикається автоматично від сигналу про пожежу, який формується системою пожежної сигналізації або системою пожежогасіння. Також з приміщення оперативного (чергового) персоналу СО (диспетчера пожежного поста) слід передбачати можливість запуску СО вручну, що забезпечує надійну роботу СО не тільки при пожежі, а і у разі виникнення будь-якої іншої НС.

Згідно з вимогами ДБН В.1.1-7-2016 необхідно забезпечити можливість прямої трансляції мовленнєвого оповіщення та керівних команд через мікрофон для оперативного реагування в разі зміни обставин або порушення нормальних умов евакуації виробничого персоналу.

Оповіщення виробничого персоналу про НС /пожежу/ здійснюється за допомогою світлових та/або звукових оповіщувачів - обладнуються всі виробничі приміщення.

СО повинна розпочати трансляцію сигналу оповіщення про НС /пожежу/, не пізніше трьох секунд з моменту отримання сигналу про НС /пожежу/.

Пульти управління СО необхідно розміщувати у приміщенні пожежного поста, диспетчерської або іншого спеціального приміщення (в разі його наявності). Ці приміщення повинні відповідати вимогам пунктів 1.6.13, 1.6.14, 1.6.15 ДБН В.2.5-13--98 "Інженерне обладнання будинків і споруд. Пожежна автоматика будинків і споруд".

Кількість звукових та мовленнєвих оповіщувачів, їх розміщення та потужність повинні забезпечувати необхідний рівень звуку в усіх місцях постійного або тимчасового перебування виробничого персоналу.

Звукові оповіщувачі повинні комбінуватися зі світловими, які працюють у режимі спалахування, у таких випадках:

- у приміщеннях, де люди перебувають у шумозахисному спорядженні;

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						118
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- у приміщеннях з рівнем шуму понад 95 дБ.

Допускається використовувати евакуаційні світлові покажчики, що автоматично вмикаються при отриманні СО командного імпульсу про початок оповіщення про НС /пожежу/ та (або) аварійному припиненні живлення робочого освітлення.

Вимоги до світлових покажчиків "Вихід" приймаються відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 "Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення".

СО в режимі "Тривога" повинна функціонувати протягом часу, необхідного для евакуації людей з будинку, але не менше 15 хвилин.

Вихід з ладу одного з оповіщувачів не повинен призводити до виведення з ладу ланки оповіщувачів, до якої вони під'єднанні.

Електропостачання СО здійснюється за I категорією надійності згідно з "Правилами устрою електроустановок" (ПУЕ) від двох незалежних джерел енергії: основного - від мережі змінного струму, резервного - від акумуляторних батарей тощо.

Перехід з основного джерела електропостачання на резервний та у зворотному напрямку в разі відновлення централізованого електропостачання повинен бути автоматичним.

Тривалість роботи СО від резервного джерела енергії у черговому режимі має бути не менш 24 годин.

Тривалість роботи СО від резервного джерела енергії у режимі "Тривога" має бути не менше 15 хвилин.

Звукові оповіщувачі повинні відповідати вимогам ДСТУ EN 54-3:2003 "Системи пожежної сигналізації. Частина 3. Оповіщувачі пожежні звукові".

Світлові оповіщувачі, які працюють у режимі спалахування, повинні бути червоного кольору, мати частоту мигтіння в межах від 0,5 Гц до 5 Гц та розташовуватись у межах прямої видимості з постійних робочих місць.

### 9.3.3 Вимоги щодо організації евакуації персоналу при НС

Евакуація має забезпечити захист працюючого персоналу в разі неможливості вжиття інших заходів цивільного захисту під час виникнення надзвичайних ситуацій. Рішення про евакуацію приймається керівником підприємства або особою, яка його заміщує. Підставою для прийняття рішення про практичне здійснення евакуаційних заходів є фактичні показники стану довкілля у випадку надзвичайної ситуації та відповідне рішення Кабінету Міністрів України, органів місцевої державної влади, територіальних органів ДСНС.

У разі евакуації на керівника підприємства покладається:

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						119
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



- планування й проведення евакуації працівників;
- контроль за плануванням, підготовкою й проведенням евакуаційних заходів;
- визначення та підготовка безпечного району для розміщення евакуйованих працівників;

Ширина шляхів евакуації прийнята не менше 1 м, дверей не менше 0,8 м. Відкриття дверей на шляхах евакуації передбачено у бік найближчого евакуаційного виходу, висота проходів і дверей не менше 2м. Двері на сходові клітки, провідні в коридор і назовні, що самозакриваються з ущільненням в притворах. Вихідні двері з котельного приміщення відкриваються назовні.

На видимих і досяжних місцях, ближче до виходів з приміщень встановлені пожежні щити для розміщення первинних засобів пожежогасіння: ручних вуглекислотних вогнегасників ОУ-5 ГОСТ 7276-77, ящики з піском, місткістю 1 м, лопати, лому, багра, сокири, щільної повсті розміром 2х1,5 м.

### 9.3.4 Пожежна безпека та профілактика

Пожежна безпека регламентується ГОСТ 12.1.004-86 „Пожежна безпека. Загальні вимоги” та ДБН В.1.1-7-2016 „Пожежна безпека об’єктів будівництва. Загальні вимоги”, СНиП 2.09.02-85 „Виробничі будівлі”.

Основна речовина, яка використовується в водопідігрівачі-утилізаторі димові гази з середньою температурою 355 °С та вода з середньою температурою 90 °С . Приміщення технічного поверху є пожежонебезпечним- категорія В.

Необхідна вогнестійкість будинку III, мінімальна допустима межа вогнестійкості несучих стін 2 години, міжповерхових перекриттів 0,75 години.

Згідно з ДНАОП 0.00-1.32-01. робочі зони приміщення відносяться до класу П-1.

У приміщенні технічного поверху застосовуються наступні технічні рішення по запобіганню пожежі:

- технічний поверх перебуває в ізолюваному приміщенні, що не має зв'язку (проходи, повітроводи) з іншими приміщеннями, прохід можливий тільки через металеві двері;
- пристрій блисковідводу будинку;
- застосування плавких запобіжників та пристроїв захисту;
- застосування захисту від короткого замикання;
- застосування ізоляції стійкої до загоряння.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У приміщенні теплонасосної передбачені наступні технічні рішення по протипожежному захисті:

- устаткування технічного поверху має засоби пожежогасіння (вогнегасники), причому тільки вуглекислотне або порошкові (застосування пінного вогнегасника може призвести до поразки електричним струмом);
- будівельні конструкції будинків мають високу ступінь вогнестійкості, що забезпечує нерозповсюдження вогню;
- поширення пожежі обмежують металеві двері.

Кількість, розташування та умови зберігання вогнегасників відповідно до ДСТУ 3675-98 .

В робочих приміщеннях виконати всі вимоги НАПБ А-01.001-2004 Правила пожежної безпеки в Україні.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						121
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

Дана магістерська дисертація присвячена розробці заходів з використання теплоти відхідних газів хлібопекарних печей для теплопостачання багатоквартирних житлових будинків в м.Києві. Поставлена мета досягається шляхом встановлення водопідігрівачів-утилізаторів, що утилізують теплоту відхідних димових газів, нагріваючи воду для системи теплопостачання будинку.

Були визначені теплові потужності:

- на опалення  $445,7 \cdot 10^3$  Вт;
- на гаряче водопостачання  $260,7 \cdot 10^3$  Вт.

Схема підключення системи опалення - незалежна. Для гарячого водопостачання було обрано схему з двоступінчастим змішаним приєднанням водонагрівачів пластинчатого типу.

Були виконані: тепловий і гідравлічний розрахунки підігрівачів систем опалення та гарячого водопостачання; розрахунок водопідігрівача-утилізатора теплоти відхідних димових газів хлібопекарних печей, і тепловий та аеродинамічний розрахунок вузла для вибору димососу.

На основі цих розрахунків: підібране основне та допоміжне обладнання для ІТП будівлі (теплообмінники опалення, першої та другої ступені для ГВП з типом пластин 0,6р та 0,5Пр, (поверхнею  $0,6\text{м}^2$ ) – для опалення та 0,6р та 0,5Пр, (поверхнею  $0,5\text{м}^2$  та  $0,6\text{м}^2$ ) – для ГВП кількістю пластин – 43, 13 і 13 шт. відповідно.

Підібрано циркуляційний насос системи опалення марки TPE3 32-200S фірми Grundfos, в кількості 2 шт.; підживлювальний насос системи опалення марки СМЕ 3-7 фірми Grundfos, в кількості 2 шт.; циркуляційний насос системи ГВП марки MAGNA3 32-120 фірми Grundfos в кількості 2 шт.; розширювальний бак системи опалювання об'ємом 0,3 м3).

Спроектовано водопідігрівач-утилізатор теплоти відхідних димових газів з характеристиками: поверхня  $6,8\text{ м}^2$ , кількість оребрених трубок 276 шт., габаритами  $0,2 \times 1,472 \times 0,5$  м в кількості 4 шт.; допоміжний димосос марки Вд-2,7 исп. №1 в кількості 4 шт.

Передбачена установка протикорозійного захисту системи гарячого водопостачання - апарат магнітної обробки води АМО-25, продуктивністю по воді що оброблюється, до  $25 \pm 5$  м3/год. Також передбачено антикорозійну установку системи теплопостачання, що слугує для обладнання і трубопроводів від корозії і відкладень, Пульс В0111-1,5.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виконана компоновка вказаного обладнання в ІТП у підвалі будівлі та вузлі утилізації.

Розрахована та спроектована тепла мережа від хлібокомбінату до ІТП та вибраний мережний насос марки CR 15-3, фірми Grundfos .

Розроблений стартап проект, зроблена оцінка ринку енергоносіїв та порахований термін окупності капіталовкладень проекту, що складає 1,19 років. Проведена автоматизація системи тепlopостачання будівлі.

Відмічені основні заходи і засоби по забезпеченню охороні праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях, прийняті технічні рішення та організаційні заходи безпеки експлуатації спроектованої системи тепlopостачання, технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії, заходи від виробничого шуму блоків-утилізаторів.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						123
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Редько А. О. Низькопотенційна енергетика : навч. посіб. / А. О. Редько, М. К. Безродний, М. В. Загорученко та ін. ; Нац. техн. ун-т України "Київський політехнічний університет", Одес. нац. акад. харч. технологій, Харків. нац. ун-т будівництва та архітектури, Вінниц. нац. техн. ун-т. - Харків : Друк. Мадрид, 2016. - 412 с
2. Фиалко Н.М. Анализ состояния и перспектив использования вторичных энергетических ресурсов в теплоэнергетике Украины / Н.М. Фиалко , В.Г. Прокопов, Р.А. Навродская, и др. ; Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, Украина // Современная наука. – 2013. – №2. – с. 99-104.
3. Липец А.У. Утилизация тепла отходящих от промышленных печей дымовых газов // А.У. Липец / Теплоэнергетика. - 1999. - №4, 21 с.
4. Овчинников В.А. Модернизация водогрейных котлов КВ-ГМ и ПТВМ: о внедренных технических решениях и новых разработках / В.А. Овчинников , В.В. Барабаш // Новости теплоснабжения. – 2013. - №4 (152).
5. Кузнецов Н.В. Тепловой расчет котельных агрегатов: Нормативный метод / Н.В. Кузнецов , В.В. Митор , И.Е. Дубовский и др., // «Энергия» – 1973. – 296 с.
6. СНиП 2.04.05 – 91\*У Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное , Киев.: КиевЗНИИЭП, 1996 – 89 с.
7. Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачів теплоти. – К./ М.Ф. Боженко , В.П. Сало : ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 192 с.
8. Проценко С.Б. Методичні вказівки до розрахунку проектного теплового навантаження систем опалення будівель за EN 12831 у курсовому проекті з «Опалення» для студентів напряму підготовки 6.060101 «Будівництво» за професійним спрямуванням «Теплогазопостачання і вентиляція» всіх форм навчання / С.Б. Проценко, О.С. Новицька. – Рівне: НУВГП, 2016. – 40 с.
9. Сатанов Л.Д. Методические указания по составлению энергетических характеристик для систем транспорта тепловой энергии / Л.Д. Сатанов, А.Р. Байбурин, Ю.Н. Викторov и др. // Служба передового опыта ОРГРЭС – Москва – 1999.
10. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети/ Е.Я. Соколов – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472 с.
11. Проектирование тепловых пунктов. СП 41 –101–95. – Москва: Госстрой России – 1999.
12. Безродний М.К. Розрахунок термосифонних утилізаторів теплоти/ М.К. Безродний , С.О. Хавін //Методичні вказівки. – Київ.: НТУУ «КПІ». – 36 с.
13. Вукалович М.П., Теплофизические свойства воды и водяного пара. – Москва: Машиностроение. –1967. –160 с.

					ТП 81мп 52 013 ПЗ	Арк.
						124
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Загребин В.А. Расчёт водоводяных пластинчатых теплообменников, водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – №2.
15. Сайт виробника продукції – <https://product-selection.grundfos.com/>
16. Сайт постачальника електроенергії – <https://dtek-kem.com.ua/tarifi>
17. Сайт постачальника теплової енергії – <https://kte.kmda.gov.ua/tarufu/>
18. ГОСТ 12.1.038 – 82. ССБТ. ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТЬ Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов.

					ТП 81МП 52 013 ПЗ	Арк.
						125
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Шаповала Іллі Анатолійовича

(прізвище, ім'я. по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Додаткові конвективні поверхні для водогрійних котлів марки КВГМ з метою глибокої утилізації теплоти відхідних газів та підвищення їх ККД (тези)	друк.	Матеріали XVII Міжнар. наук.-практ. конференції молодих вчених та студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 23–26 квітня 2019 р., у 2 т. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, Вид-во «Політехніка», 2019. – Т.1, С.270	1 с	Голіяд М.Н.

## ВІДОМІСТЬ МАГІСТЕРСЬКОЇ ДИСЕРТАЦІЇ

№ з/п	Формат	Позначення			Найменування	Кількість аркушів	Примітка
1	A4				Завдання на магістерську дисертацію	2	
2	A4	ТП 81мп 52 013 ПЗ			Пояснювальна записка	130	
3	A1	ТП 81мп 52 013 001ТМК			ІТП. Теплова схема	1	
4	A1	ТП 81мп 52 013 002ТМК			ІТП. Компоновка обладнання (план на відм. 0,000м)	1	
5	A1	ТП 81мп 52 013 001ТМ			Схема мережі. Розрізи 1-1,2-2,3-3.	1	
6	A1	ТП 81мп 52 013 001ТХ			Вузол утилізації. Теплова схема.	1	
7	A1	ТП 81мп 52 013 002ТХ			Компоновка обладнання (план на відм. 4,000 та 7,000м)	1	
8	A1	ТП 81мп 52 013 001ВЗ			Водопідігрівач-утилізатор	1	
9	A1	ТП 81мп 52 013 002ВЗ			Теплообмінник системи ГВП	1	
10	A1	ТП 81мп 52 013 001АТМК			Функціональна схема автоматизації	1	
11	A1	ТП 81мп 52 013 001АТХ			Схема автоматизації функціональна	1	
					ТП 81мп 52 013		
		ПІБ	Підп.	Дата			
Студент		Шаповал			Відомість магістерської дисертації	Аркуш	Аркушів
Керівн.		Голіяд					1
Консульт.						КПІ ім. Ігоря Сікорського, каф. ТПТ, Гр. ТП – 81мп	
Н.контр.		Боженко					
Зав.каф.		Варламов					